

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Leandro Barco Nagore

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DA INFLUÊNCIA DE MANCAIS DE
ROLAMENTOS EM ENSAIOS DE RENDIMENTO DE MOTORES
ELÉTRICOS DE COMPRESSORES.**

Dissertação submetida ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Santa Cata-
rina para a obtenção do Grau de Mestre
em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Carlos Alberto Flesch,
Dr. Eng.

Florianópolis
2014

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Nagore, Leandro Barco

Análise experimental da influência de mancais de rolamentos em ensaios de rendimento de motores elétricos de compressores. / Leandro Barco Nagore ; orientador, Carlos Alberto Flesch - Florianópolis, SC, 2014.
228 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Atrito. 3. Rolamentos. 4. Mancais Aerostáticos. 5. Mancais Magnéticos. I. Flesch, Carlos Alberto. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

ANÁLISE EXPERIMENTAL DA INFLUÊNCIA DE MANCAIS DE ROLAMENTOS EM ENSAIOS DE RENDIMENTO DE MOTORES ELÉTRICOS DE COMPRESSORES.

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de
“Mestre em Engenharia Mecânica” e aprovada em sua forma final pelo
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 13 de março de 2014.

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Junior, Dr.Eng.
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Banca Examinadora:

Prof. Carlos Alberto Flesch, Dr. Eng. (Orientador)
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Marco Aurélio de Oliveira, Dr. Eng.
Centro Universitário Tupy - UNISOCIESC

Prof. Marco Antonio Martins Cavaco, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Saulo Güths, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

AGRADECIMENTOS

A meus pais, José (*in memoriam*) e Margarita pelo amor e dedicação que sempre tiveram comigo e meus irmãos.

A meus irmãos, Antonia (*in memoriam*), Elisabete e Basilio por estarem sempre ao meu lado e serem meu porto seguro nos tempos de tempestade.

A minha noiva Karen pela compreensão nos momentos de ausência e carinho em todos os momentos.

Ao Professor Carlos Alberto Flesch pela extrema paciência que teve comigo e por ter acreditado tanto em mim, muitas vezes, mais do que eu mesmo acreditava.

Aos amigos Benjamin e Cesar Penz pela dedicação que mostraram em me ajudar nas várias vezes em que precisei de auxílio.

Aos amigos do LIAE, especialmente ao Mauricio e ao Carlos, pelo apoio na realização dos ensaios.

À Embraco pelo suporte técnico e financeiro sem os quais não seria possível realizar este trabalho.

Aos amigos Humberto Torres e Mauricio Giller que tanto me incentivaram e me apoiaram de forma a não me deixar desistir.

Ao grande amigo João Osmar que por vezes assumiu minhas responsabilidades no laboratório, em Curitiba, enquanto eu estudava em Florianópolis.

Aos amigos do CMI do Tecpar: João Antonio, Gustavo, Sylvio, Keiko, Moraes, demais colegas, estagiários e bolsistas que, com companheirismo, alegria e bom humor me incentivaram a continuar na batalha.

Ao Tecpar pela postura empresarial de incentivar e patrocinar o crescimento profissional e pessoal de seus colaboradores.

À UFSC e ao PosMEC pela oportunidade estudar em um programa de pós-graduação de uma instituição de excelência reconhecida.

“There are many hypotheses in science which are wrong. That’s perfectly all right; they’re the aperture to finding out what’s right”. (Carl Sagan)

RESUMO

O mercado de compressores para a refrigeração é muito competitivo e a produção dos maiores fabricantes gira na casa dos milhões de unidades/ano, o que leva a uma grande necessidade de pesquisa e desenvolvimento em toda a cadeia produtiva. Devido a esse volume de produção tão elevado, pequenas reduções de custo unitário de produção podem ser altamente significativas. O motor elétrico empregado nesses compressores é um dos principais contribuintes com relação ao desempenho operacional e ao custo de produção, razão pela qual ele é objeto de constante pesquisa teórica e experimental. Um problema enfrentado pelos fabricantes no ensaio de desempenho de motores de compressores é a influência dos mancais no resultado dos ensaios. O usual é o emprego de rolamentos de esferas de aço, porém compromete os resultados dos ensaios quando pequenas variações nas medições de rendimento são necessárias. Por esse motivo, este trabalho analisa experimentalmente ensaios com diferentes tipos de rolamentos: dois modelos de rolamentos de aço e quatro de materiais cerâmicos distintos que, segundo fontes literárias, tem características de redução de atrito e aumento de vida útil em relação aos rolamentos de aço, além da possibilidade de dispensarem o uso de lubrificante. Entretanto, nos ensaios realizados, não houve comprovação dessas vantagens, ocorrendo uma rápida degradação dos rolamentos cerâmicos, que apresentaram resultados próximos aos dos rolamentos de aço nas medições de rendimento do motor. Sendo assim, foi realizado um estudo teórico sobre outros dois princípios construtivos de mancais que são boas opções de substituição dos rolamentos de aço: mancais de filme fluídico e mancais magnéticos. Embora essas opções sejam mais complexas e de maior custo que os rolamentos metálicos, não há contato mecânico entre as partes móveis e fixas, eliminando por completo o atrito mecânico. Assim, foi apresentado um levantamento com os principais tipos de mancais desses princípios e, dentre esses, o mais adequado à aplicação em mancais de motores elétricos de compressores para refrigeração para ensaios de rendimento.

Palavras-chave: Ensaio de motores elétricos. Atrito em mancais de rolamentos. Rolamento cerâmico. Mancal aerostático. Mancal magnético ativo.

ABSTRACT

The market of compressors for refrigeration is very competitive and the production of the largest manufacturers is around millions of units / year, which leads to a great need for research and development in the entire production chain. Due to this very high production volume, any small cost reduction per produced unit can be very significant. The electric motor applied in these compressors is one of the major responsible for the operational performance and production cost and so there are many theoretical and experimental researches about its improvement. One of the main problems faced for the electrical motors makers during the compressors motors performance test is the influence of the bearings on the test results. The steel ball bearings are usually used to run these tests however the results are inaccurate when little variations on the performance measurements are necessary. For this reason, the present job analyses some experimental tests using different kind of bearings: two models of steel bearings and four models of bearings made with different kinds of ceramic materials able to reduce the friction and increase lifespan in comparison with steel bearings and also with the ability to waive the use of lubricant, in accordance with the literary sources. However, it was not verified any advantage by the analyses of the performed tests results because the ceramic bearings almost showed the same results of the steel bearings, based on the engine yield measurements, and it happened a fast degradation in the ceramic bearings. So, it was performed a theoric survey about two other constructive principles of bearings which represent a couple of good options to replace the steel bearings: fluid film bearings and magnetic bearings. Although these options are more complex and also more expensive than the available metallic bearings, there is no mechanical contact between moving and fixed parts, providing the complete friction elimination. Thus, it was presented a survey of the main types of bearings that use these kinds of principles and the most suitable among them for the application on bearings from electric motors usually applied to refrigeration compressors in order to run performance tests.

Keywords: Test of electric motors. Friction in roller bearings. Ceramic bearings. Aerostatic bearings. Active magnetic bearings.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1– Sistema de coordenadas cartesianas_____	29
Figura 2– Classificação dos mancais quanto à direção de carregamento_____	31
Figura 3– Classificação dos mancais quanto à forma de sustentação_____	31
Figura 4– Tipos de mancais de elementos rolantes quanto à forma dos elementos_____	33
Figura 5– Tipos de mancais de elementos rolantes quanto ao carregamento_____	33
Figura 6– Comparação entre os tipos de mancais_____	36
Figura 7– Elementos de um rolamento de uma carreira de esferas_____	37
Figura 8– Fluxo reverso do lubrificante na entrada da área de contato_____	39
Figura 9– Histerese elástica de rolamento_____	44
Figura 10– Deformação elástica do elemento rolante na área de contato_____	45
Figura 11– Exemplos de contatos: (a) conformes e (b) não conformes_____	47
Figura 12– Movimento de elemento rolante sobre canal_____	48
Figura 13– Exemplo de categorias de ensaio: DIN 50322_____	52
Figura 14– Elementos de uma máquina de quatro esferas_____	55
Figura 15– Exemplo de máquina de quatro esferas_____	56
Figura 16– Máquina de quatro esferas modificada_____	57
Figura 17– Equipamento para ensaios de rolamentos radiais_____	58
Figura 18– Representação esquemática de equipamento para ensaos de rolamentos radiais_____	59
Figura 19– Características dos rolamentos empregados nos ensaios_____	61
Figura 20– Montagem do motor de testes_____	62
Figura 21– Representação esquemática da bancada (BEME)_____	63
Figura 22– Bancada de ensaios de motores elétricos (BEME)_____	64
Figura 23– Transdutor de torque Magtrol_____	65
Figura 24– Princípio construtivo do Transdutor de torque _____	65
Figura 25– Freio magnético de histerese Magtrol_____	66
Figura 26– Acoplamento do tipo <i>double flex</i> da Magtrol_____	66

Figura 27– Sistema de fixação Magtrol	67
Figura 28– Pontos de carga nominal	70
Figura 29– Potência mecânica estimada para os pontos de carga nominal	70
Figura 30– Fluxograma das etapas dos ensaios	71
Figura 31– Fluxograma dos testes realizados em cada etapa de ensaios	72
Figura 32– Exemplo de cálculo da incerteza do wattímetro (6000 rpm)	77
Figura 33– Componentes de incerteza da placa de aquisição de dados	78
Figura 34– Componentes de incerteza relacionadas ao transdutor de torque	79
Figura 35– Incertezas relacionadas ao transdutor de torque	79
Figura 36– Balanço de incertezas da medição da frequência rotacional (500 mN.m/6000 rpm/E2T3/MT-Z/Horário)	82
Figura 37– Balanço de incertezas da medição da potência elétrica (500 mN.m/6000 rpm/E2T3/MT-Z/Horário)	82
Figura 38– Balanço de incertezas da medição do torque (500 mN.m/6000 rpm/E2T3/MT-Z/Horário)	83
Figura 39– Balanço de incertezas da medição do rendimento do motor (500 mN.m/6000 rpm/E2T3/MT-Z/Horário)	84
Figura 40– Contribuições das fontes de incerteza (500 mN.m/6000 rpm/E2T3/MT-Z/Horário)	85
Figura 41– Testes analisados no levantamento das curvas de rendimento do motor	91
Figura 42– Curvas de rendimento do motor (Análise 1 – 6000 rpm / Sentido horário)	91
Figura 43– Curvas de rendimento do motor (Análise 1 – 6000 rpm / Sentido anti-horário)	92
Figura 44– Curvas de rendimento do motor (Análise 2 – 6000 rpm / Sentido horário)	92
Figura 45– Curvas de rendimento do motor (Análise 2 – 6000 rpm / Sentido anti-horário)	93

Figura 46– Curvas de rendimento do motor (Análise 1 – 1600 rpm / Sentido horário)	93
Figura 47– Curvas de rendimento do motor (Análise 1 – 1600 rpm / Sentido anti-horário)	94
Figura 48– Curvas de rendimento do motor (Análise 2 – 1600 rpm / Sentido horário)	94
Figura 49– Curvas de rendimento do motor (Análise 2 – 1600 rpm / Sentido anti-horário)	95
Figura 50– Testes selecionados para análise da Repetibilidade das medições	96
Figura 51– Testes selecionados para análise da Reprodutibilidade das medições	96
Figura 52– Diferença de rendimento e Repetibilidade – 100 mN.m (Horário)	97
Figura 53– Diferença de rendimento e Repetibilidade – 100 mN.m (Anti-horário)	98
Figura 54– Diferença de rendimento e Repetibilidade – 500 mN.m (Horário).	99
Figura 55– Diferença de rendimento e Repetibilidade – 500 mN.m (Anti-horário)	100
Figura 56– Diferença de rendimento e Reprodutibilidade – 100 mN.m (Horário)	101
Figura 57– Diferença de rendimento e Reprodutibilidade – 100 mN.m (Anti-horário)	102
Figura 58– Diferença de rendimento e Reprodutibilidade – 500 mN.m (Horário)	103
Figura 59– Diferença de rendimento e Reprodutibilidade – 500 mN.m (Anti-horário)	104
Figura 60– Repetibilidade: Faixas (6000 e 4500) rpm – Horário	106
Figura 61– Repetibilidade: Faixas (3000 e 1600) rpm – Horário	107
Figura 62– Repetibilidade: Faixas (6000 e 4500) rpm – Anti-horário	107
Figura 63– Repetibilidade: Faixas (3000 e 1600) rpm – Anti-horário	108
Figura 64– Reprodutibilidade: Faixas (6000 e 4500) rpm – Horário	108
Figura 65– Reprodutibilidade: Faixas (3000 e 1600) rpm – Horário	109
Figura 66– Reprodutibilidade: Faixas (6000 e 4500) rpm – Anti-horário	109

Figura 67– Reprodutibilidade: Faixas (3000 e 1600) rpm	
– Anti-horário	110
Figura 68– Mancal Aerostático para alta velocidade	115
Figura 69– Blocos de mancais circulares hidrostático e aerostático	116
Figura 70– Carregamento hidrostático e pressão em um fluxo longitudinal unidimensional sem recesso (a)	
e com recesso (b)	118
Figura 71– Distribuição de pressão em mancais de filme fluídico	119
Figura 72– Configurações básicas de mancais de filme fluídico	120
Figura 73– Tipos de restritores em mancais de filme fluídico	120
Figura 74– Tipos de mancais radiais e axiais combinados	122
Figura 75– Geometria básica de um mancal Yates	124
Figura 76– Efeitos das cargas na pressão de mancais Yates:	
a) sem carga; b) carga axial; c) carga radial.	125
Figura 77– Efeitos de carga axial (a) e radial	
(b) na pressão do rebaixo	126
Figura 78– Fator de atrito para a parte radial de um mancal Yates	129
Figura 79– Fator de atrito para a parte axial de um mancal Yates	130
Figura 80– Mancal de cerâmica porosa	131
Figura 81– Representação esquemática de um Mancal Magnético Ativo básico	136
Figura 82– Geometria do disco (a) e do cilindro (b)	140
Figura 83– Coeficientes de arrasto medidos em rotações livres de rotores cilíndricos ($R_e < 4000$)	142
Figura 84– Coeficientes de arrasto medidos em rotações livres de rotores cilíndricos ($R_e > 4000$)	143
Figura 85– Coeficientes de arrasto cilíndricos	143
Figura 86– Rotor com estator ranhurado	144
Figura 87– Coeficientes de arrasto c_{z2} para $s_1/R = 0,00615$ (a) e $0,0125$ (b)	146
Figura 88– Redução das perdas por correntes parasitas:	
a) núcleo de ferro maciço; b) núcleo de ferro laminado	148
Figura 89– Diagrama B-H (ciclo de histerese)	149

Figura 90– Modelos de mancais radiais e linhas de campo:	
a) perpendiculares ao eixo do rotor;	
b) paralelas ao eixo do rotor_____	151
Figura 91– Torques de ruptura a partir de testes <i>spin-down</i>	
e valores calculados_____	152
Figura 92– Enrolamentos e ranhuras de um estator	
de motor BLDC_____	167
Figura 93– Forma de onda trapezoidal (A)	
e senoidal (B) de <i>f_{cem}</i> _____	168
Figura 94– Principio de comutação de seis passos_____	170
Figura 95– Representação esquemática de ponto neutro virtual_____	173
Figura 96– Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição de	
frequência sentido horário MT-Z_____	175
Figura 97– Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição	
de frequência sentido horário MT-ZZ_____	176
Figura 98– Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição	
de frequência sentido horário SiC_____	176
Figura 99– Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição	
de frequência sentido horário Si3N4_____	177
Figura 100– Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição	
de frequência sentido anti-horário MT-Z_____	177
Figura 101– Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição	
de frequência sentido anti-horário MT-ZZ_____	178
Figura 102– Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição	
de frequência sentido anti-horário SiC_____	178
Figura 103– Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição	
de frequência sentido anti-horário Si3N4_____	179
Figura 104– Testes analisados no levantamento das curvas de	
rendimento do motor_____	181
Figura 105– Curvas de eficiência do motor	
(6000 rpm / Sentido horário) – Análise 1_____	181
Figura 106– Curvas de eficiência do motor	
(4500 rpm / Sentido horário) – Análise 1_____	182
Figura 107– Curvas de eficiência do motor	
(3000 rpm / Sentido horário) – Análise 1_____	182

Figura 108– Curvas de eficiência do motor (1600 rpm / Sentido horário) – Análise 1	183
Figura 109– Curvas de eficiência do motor (6000 rpm / Sentido horário) – Análise 2	183
Figura 110– Curvas de eficiência do motor (4500 rpm / Sentido horário) – Análise 2	184
Figura 111– Curvas de eficiência do motor (3000 rpm / Sentido horário) – Análise 2	184
Figura 112– Curvas de eficiência do motor (1600 rpm / Sentido horário) – Análise 2	185
Figura 113– Curvas de eficiência do motor (6000 rpm / Sentido anti-horário) – Análise 1	185
Figura 114– Curvas de eficiência do motor (4500 rpm / Sentido anti-horário) – Análise 1	186
Figura 115– Curvas de eficiência do motor (3000 rpm / Sentido anti-horário) – Análise 1	186
Figura 116– Curvas de eficiência do motor (1600 rpm / Sentido anti-horário) – Análise 1	187
Figura 117– Curvas de eficiência do motor (6000 rpm / Sentido anti-horário) – Análise 2	187
Figura 118– Curvas de eficiência do motor (4500 rpm / Sentido anti-horário) – Análise 2	188
Figura 119– Curvas de eficiência do motor (3000 rpm / Sentido anti-horário) – Análise 2	188
Figura 120– Curvas de eficiência do motor (1600 rpm / Sentido anti-horário) – Análise 2	189
Figura 121– Testes selecionados para análise da Repetibilidade das medições	191
Figura 122– Testes selecionados para análise da Reprodutibilidade das medições	191
Figura 123– Diferença de rendimento e Repetibilidade: Ponto 500 mN.m (base MT-Z - Horário)	192
Figura 124– Diferença de rendimento e Repetibilidade: Ponto 400 mN.m (base MT-Z - Horário)	193

Figura 125– Diferença de rendimento e Repetibilidade:	
Ponto 300 mN.m (base MT-Z - Horário)	194
Figura 126– Diferença de rendimento e Repetibilidade:	
Ponto 250 mN.m (base MT-Z - Horário)	195
Figura 127– Diferença de rendimento e Repetibilidade:	
Ponto 200 mN.m (base MT-Z - Horário)	196
Figura 128– Diferença de rendimento e Repetibilidade:	
Ponto 100 mN.m (base MT-Z - Horário)	197
Figura 129– Diferença de rendimento e Repetibilidade:	
Ponto 500 mN.m (base MT-Z – Anti-horário)	198
Figura 130– Diferença de rendimento e Repetibilidade:	
Ponto 400 mN.m (base MT-Z - Anti-horário)	199
Figura 131– Diferença de rendimento e Repetibilidade:	
Ponto 300 mN.m (base MT-Z - Anti-horário)	200
Figura 132– Diferença de rendimento e Repetibilidade:	
Ponto 250 mN.m (base MT-Z - Anti-horário)	201
Figura 133– Diferença de rendimento e Repetibilidade:	
Ponto 200 mN.m (base MT-Z - Anti-horário)	202
Figura 134– Diferença de rendimento e Repetibilidade:	
Ponto 100 mN.m (base MT-Z - Anti-horário)	203
Figura 135– Diferença de rendimento e Reprodutibilidade:	
Ponto 500 mN.m (base MT-Z - Horário)	204
Figura 136– Diferença de rendimento e Reprodutibilidade:	
Ponto 400 mN.m (base MT-Z - Horário)	205
Figura 137– Diferença de rendimento e Reprodutibilidade:	
Ponto 300 mN.m (base MT-Z - Horário)	206
Figura 138– Diferença de rendimento e Reprodutibilidade:	
Ponto 250 mN.m (base MT-Z - Horário)	207
Figura 139– Diferença de rendimento e Reprodutibilidade:	
Ponto 200 mN.m (base MT-Z - Horário)	208
Figura 140– Diferença de rendimento e Reprodutibilidade:	
Ponto 100 mN.m (base MT-Z - Horário)	209
Figura 141– Diferença de rendimento e Reprodutibilidade:	
Ponto 500 mN.m (base MT-Z - Anti-horário)	210

Figura 142– Diferença de rendimento e Reprodutibilidade:	
Ponto 400 mN.m (base MT-Z - Anti-horário)	211
Figura 143– Diferença de rendimento e Reprodutibilidade:	
Ponto 300 mN.m (base MT-Z - Anti-horário)	212
Figura 144– Diferença de rendimento e Reprodutibilidade:	
Ponto 250 mN.m (base MT-Z - Anti-horário)	213
Figura 145– Diferença de rendimento e Reprodutibilidade:	
Ponto 200 mN.m (base MT-Z - Anti-horário)	214
Figura 146– Diferença de rendimento e Reprodutibilidade:	
Ponto 100 mN.m (base MT-Z - Anti-horário)	215
Figura 147– Fator de forma de fluxo para um mancal	
circular axial simples	221
Figura 148– Vazão hidrostática para $n=4$, $\theta=30$	
e $\beta_1 = (1 + \beta_2)/2$	223
Figura 149– Carga suportada para combinações típicas	
de cargas axial e radial	226
Figura 150– Mancal Yates: (a) carga radial suportada;	
(b) carga axial suportada para $L/D=1$	227

LISTA DE ABREVIATURAS

AMB	<i>Active magnetic bearing</i>
ASTM	<i>American Standards for Testing and Materials</i>
BEME	Bancada de ensaios de motores elétricos
BLDC	<i>Brushless direct current</i>
CC	Corrente contínua
DC	<i>Direct current</i>
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i>
<i>fcem</i>	Força contraeletromotriz
fmm	Força magneto-motriz
FPGA	<i>Field programmable gate array</i>
GOST	<i>Gosudarstvennyy Standard</i>
GPIB	<i>General-purpose instrumentation bus</i>
GUM	Guia para a expressão da incerteza de medição
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
IP	<i>Institute of Petroleum</i>
ISO	<i>International Standardization Organization</i>
JCGM	<i>Joint Committee for Guides in Metrology</i>
JIS	<i>Japanese Industrial Standards</i>
JSA	<i>Japanese Standards Association</i>
LABMETRO	Laboratório de Metrologia e Automação da UFSC
LIAE	Laboratório de Instrumentação e Automação de Ensaio do LABMETRO.
LVDT	<i>Linear variable differential transformer</i>
MMC	Máquinas de medição por coordenadas
PCI	<i>Peripheral component interconnect</i>
PMB	<i>Passive magnetic bearing</i>
RBC	Rede Brasileira de Calibração

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	25
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	25
1.2	OBJETIVOS	26
1.2.1	Objetivos principais	26
1.2.2	Objetivo adicional	26
1.3	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	26
2	MANCAIS	29
2.1	CLASSIFICAÇÃO DOS MANCAIS	30
2.1.1	Mancais de deslizamento	32
2.1.2	Mancais de elementos rolantes	32
2.1.3	Mancais com lubrificação de filme fluido	33
2.1.4	Mancais magnéticos	35
2.2	MANCAIS DE ELEMENTOS ROLANTES	37
2.2.1	Fatores de influência sobre o atrito	38
2.2.1.1	Tipos de lubrificação	38
2.2.1.2	Topografia das superfícies	41
2.2.2	Fontes de atrito em rolamentos	43
2.2.2.1	Histerese elástica de rolamento	44
2.2.2.2	Atrito de deslizamento no contato elemento rolante-pista	46
2.2.2.3	Arrasto viscoso	49
2.2.2.4	Deslizamento entre separador – elementos rolantes	49
2.2.3	Rolamentos cerâmicos	50
2.2.4	Ensaio de momento de atrito em rolamentos	51
3	DESCRIÇÃO DO PROCESSO DE MEDIÇÃO	61
3.1	INSTRUMENTAÇÃO	62
3.2	PROCEDIMENTO DE ENSAIO	68
3.3	ANÁLISE METROLÓGICA DOS ENSAIOS	73
3.3.1	Incerteza na medição de potência elétrica	75
3.3.2	Incerteza na medição da potência mecânica	77
3.3.3	Incerteza na medição do rendimento do motor	80
3.3.4	Repetibilidade e reprodutibilidade das medições	86
4	ANÁLISE DOS RESULTADOS DOS ENSAIOS	91
5	ALTERNATIVAS AOS MANCAIS DE ROLAMENTO	115
5.1	MANCAIS DE FILME FLUIDICO	115

5.1.1	Mancais aerostáticos	117
5.1.2	Mancais Yates	124
5.1.2.1	Princípio de operação de mancais Yates	126
5.1.2.2	Potência de atrito	129
5.1.3	Influência dos restritores no desempenho do mancal	132
5.2	MANCAIS MAGNÉTICOS ATIVOS	135
5.2.1	Sistema de controle dos mancais magnéticos ativos	138
5.2.2	Perdas em mancais magnéticos ativos	140
5.2.2.1	Perdas aerodinâmicas	140
5.2.2.2	Perdas magnéticas Pfe	149
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	157
6.1	CONCLUSÕES	157
6.2	PROPOSTAS PARA NOVOS TRABALHOS	159
REFERÊNCIAS		161
APÊNDICE A - REVISÃO TEÓRICA SOBRE MOTORES BRUSHLESS		167
APÊNDICE B - RESULTADOS DOS TESTES DE HIPÓTESE SOBRE A FREQUÊNCIA DAS MEDIÇÕES		177
APÊNDICE C - CURVAS DE EFICIÊNCIA DO MOTOR		183
APÊNDICE D - DIFERENÇAS DE RENDIMENTO DO MOTOR (REPETIBILIDADE E REPRODUTIBILIDADE)		193
APÊNDICE E - PARÂMETROS BÁSICOS PARA OS MANCAIS YATES		219

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

O mercado de compressores para a refrigeração é muito competitivo, impondo aos fabricantes uma grande necessidade de pesquisa e desenvolvimento em toda a cadeia produtiva. Um dos maiores fabricantes desse setor tem sua matriz instalada em Joinville, Santa Catarina, com filiais em outros cinco países e capacidade de produção instalada de mais de 30 milhões de unidades/ano.

Com um volume de produção tão elevado, pequenas alterações de projeto podem levar a um melhor desempenho operacional e a uma redução do custo global de produção a longo prazo. Um melhor desempenho operacional dos compressores, na prática, concerne em melhoria de rendimento e em economia de energia.

Sendo o motor elétrico empregado nesses compressores um dos principais contribuintes com relação ao desempenho e à economia dos sistemas de refrigeração, muito se pesquisa em seu aprimoramento. Fazem parte dessas pesquisas os ensaios de potência e rendimento dos motores, que são realizados em bancadas desenvolvidas especificamente para esse fim, havendo a necessidade de montar o motor (rotor, estator e carcaça) em separado do compressor. Na montagem dos motores são utilizados rolamentos de esferas de aço nos seus mancais, sendo que, o emprego dos mesmos gera um atrito de rotação, característico desses componentes, que provoca uma perda de potência mecânica e, mais relevante, oscilações nas medições. Quando analisado sob a ótica metro-lógica, o atrito impõe uma forte componente aleatória às medições de torque realizadas em testes de motores elétricos, além do componente sistemático devido ao torque resistivo. As oscilações nas medições e o erro aleatório gerado por essas oscilações impõe uma limitação à medição de torque e, conseqüentemente, de rendimento do motor. Como se pretende medir variações de rendimento resultantes de pequenas alterações de projeto, essa limitação não permite que se consiga detectar essas variações nas medições. Portanto, se faz necessário encontrar soluções para eliminar ou, pelo menos, reduzir o problema causado pelos rolamentos metálicos.

Existem alguns tipos de mancais que podem reduzir significativamente ou até eliminar o problema, no entanto, a adoção desses mancais pode representar um investimento bastante elevado e um considerável aumento de complexidade do sistema. Portanto, antes de se adotar

qualquer das opções possíveis, é necessário conhecer as características e fatores favoráveis e desfavoráveis à sua aplicação.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivos principais

Dentre as possíveis opções de substituição dos mancais de rolamento de aço estão os rolamentos cerâmicos, que podem representar uma solução simples e de baixo custo. Dessa forma, este trabalho tem por objetivo determinar se, na realização de ensaios de motores, nos quais se deseja medir pequenas variações de rendimento, o emprego de rolamentos cerâmicos poderia trazer vantagens quanto à redução da perda de rendimento por atrito nos mancais e, principalmente, na diminuição da dispersão dos valores das medições. Para isso, busca-se verificar, com rigor metrológico, se:

- 1) existe uma diferença entre os rendimentos do motor montado com rolamentos cerâmicos e com rolamentos de aço e se essa diferença pode representar uma vantagem no uso de rolamentos cerâmicos;
- 2) o uso de rolamentos cerâmicos nos ensaios permite obter resultados com melhores repetibilidade e reprodutibilidade do que o uso de rolamentos de aço.

1.2.2 Objetivo adicional

Embora os rolamentos cerâmicos possam representar uma boa opção para os ensaios de motores, outras formas de mancais, que não de rolamentos, estão disponíveis no mercado. Sendo assim, um objetivo adicional deste trabalho é apresentar as opções de sistemas de mancais sem atrito mecânico passíveis de serem empregados para os fins desejados e fazer uma análise mais aprofundada das opções que se mostrarem mais adequadas.

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Este trabalho está dividido em seis capítulos cujo desenvolvimento segue a seguinte sequência:

No capítulo dois é feita uma revisão com relação ao atrito, apresentando alguns dos principais fatores e mecanismos de sua geração para superfícies em contato mecânico e em movimento relativo. Também neste capítulo são abordados mecanismos geradores de atrito que estão mais relacionados com os mancais de rolamento, devido a fatores próprios desses equipamentos. O capítulo finaliza com a apresentação das características básicas dos rolamentos cerâmicos e com uma abordagem sobre métodos de ensaios de rolamentos.

O capítulo três está relacionado ao processo de medição onde são apresentados: o procedimento de ensaio; a instrumentação empregada e os rolamentos utilizados nos ensaios, que são o objeto de estudo. Neste capítulo também é feita a avaliação metrológica do processo de medição com o levantamento das componentes de incerteza relacionadas à medição da potência elétrica, do torque e da frequência rotacional.

No quarto capítulo é realizada a análise dos resultados dos ensaios e, consequentemente, a comparação entre o rendimento dos rolamentos cerâmicos e dos metálicos.

No capítulo cinco são apresentadas as principais alternativas aos mancais de rolamento, dando ênfase aos mancais aerostáticos e magnéticos ativos. São expostos seus princípios operacionais e construtivos, além das vantagens e desvantagens referentes a cada tipo de mancal.

No sexto capítulo são apresentadas as considerações finais sobre o trabalho, com as conclusões acerca dos rolamentos cerâmicos e sugestões para trabalhos futuros.

2 MANCAIS

O mancal é um elemento de máquina de extrema importância para os sistemas mecânicos, pois ele é a peça fundamental para o suporte de eixos. Como este trabalho está diretamente ligado ao estudo desse componente mecânico em compressores de refrigeração, faz-se necessária uma abordagem inicial com relação aos conceitos básicos e principais tipos existentes.

Considerando-se um corpo livre no espaço e aplicando-se o sistema de coordenadas cartesianas relacionado ao movimento deste, o mesmo poderá se deslocar ao longo de cada eixo do sistema, ou rotacionar com relação aos mesmos eixos, como indicado na figura 1. Esses movimentos podem ser expressos como graus de liberdade, existindo seis graus de liberdade possíveis de serem aplicados a um corpo, sendo os de translação nos eixos coordenados X, Y, Z e as respectivas rotações a, b, c sobre esses mesmos eixos.

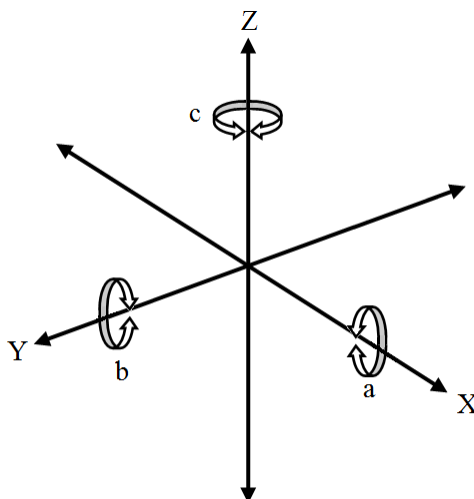


Figura 1 – Sistema de coordenadas cartesianas.

Com base nessa definição de graus de liberdade para corpos no espaço, pode-se dizer que mancais são elementos de máquinas que apresentem um movimento de rotação relativo entre seus elementos constitu-

intes somente em torno de um eixo, e que o movimento de translação, em qualquer direção, é minimizado ou proibido. O elemento de máquina que permite o movimento livre de translação e restringe o movimento de rotação é chamado de “guia”.

De uma forma mais simples, os mancais podem ser definidos como os elementos de máquina onde o componente fixo permite ao eixo ter somente um grau de liberdade, sendo que o movimento relativo entre as partes é de rotação.

Estes elementos de máquinas permitem apenas movimentos de rotação, os quais envolvem a transmissão e/ou absorção de forças radiais e axiais, sendo esta uma das bases para a classificação dos mesmos.

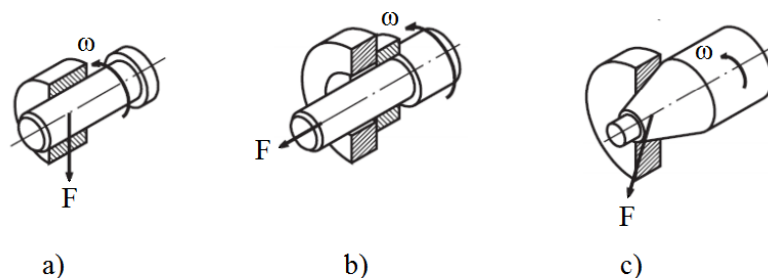
2.1 CLASSIFICAÇÃO DOS MANCAIS

Existem mancais específicos para suportar forças predominantemente radiais ou axiais, bem como para a combinação destas, o que leva a uma grande variedade de soluções na aplicação de mancais.

A classificação dos mancais pode ser feita por dois parâmetros distintos:

- a direção preferencial de aplicação da força (carregamento);
- a forma de sustentação.

A figura 2 mostra uma representação esquemática da divisão dos mancais quanto à direção do carregamento, sendo radial (2a), axial (2b) e mista (2c).



Legenda

F - força aplicada

ω - frequência rotacional

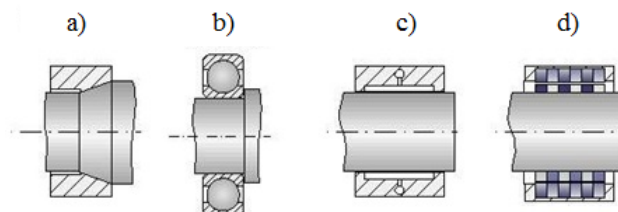
a) mancais radiais: impedem o deslocamento na direção do raio, isto é, absorvem esforços transversais;

b) mancais axiais: impedem o deslocamento na direção do eixo, isto é, absorvem esforços longitudinais;

c) mancais mistos: absorvem simultaneamente esforços transversais e longitudinais.

Figura 2 - Classificação dos mancais quanto à direção de carregamento.

Quanto à forma de sustentação, os mancais são classificados conforme a figura 3.



Legenda

a) mancal de deslizamento;

b) mancal de elementos rolantes;

c) mancal de filme fluido;

d) mancal magnético.

Figura 3 - Classificação dos mancais quanto à forma de sustentação.

2.1.1 Mancais de deslizamento

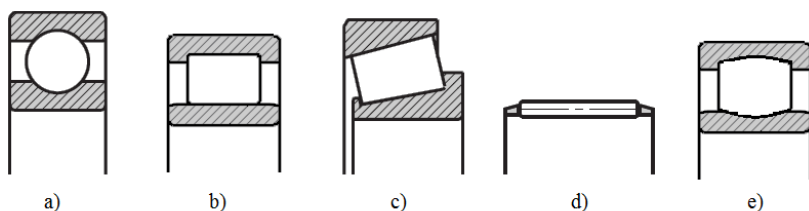
Os mancais de deslizamento foram os primeiros tipos de mancais utilizados pelo homem, sendo que neles as superfícies em movimento relativo estão em contato direto, podendo ou não ser empregada lubrificação entre elas. Em muitos casos são utilizada buchas fabricadas com material de menor dureza que o eixo a fim de reduzir o desgaste deste. Podemos ter mancais de deslizamento radiais, axiais, com geometria cônica ou esférica (combinação de cargas radial e axial), pivotados, entre outros. Os mancais de deslizamento se caracterizam por apresentarem um elevado atrito entre os componentes com movimento relativo, e tendem a engripar¹. Por outro lado, os mesmos apresentam elevada precisão de giro. Em geral esse tipo de mancal é utilizado, em máquinas simples ou em dispositivos de precisão, onde as velocidades relativas e as temperaturas sejam baixas.

2.1.2 Mancais de elementos rolantes

Apesar da complexidade do projeto e dos cálculos dimensionais envolvidos na produção de mancais de elementos rolantes², estes são o tipo de mancal mais largamente utilizado em máquinas e equipamentos, de uma forma geral, bem como em mecanismos de precisão, tanto pela forma simplificada de seleção disponibilizada pelos fabricantes, quanto pela padronização oferecida pelo mercado. Nesses mancais, as superfícies com movimento relativo são separadas por elementos rolantes que podem apresentar as formas: esférica (figura 4a), cilíndrica (figura 4b), cônica (figura 4c), de agulha (figura 4d) ou de barril (figura 4e), sendo que os carregamentos sobre o mancal são absorvidos pela deformação elástica na área de contato entre os elementos rolantes e os anéis. Por isso, sua utilização é limitada tanto pela rigidez quanto pelo baixo amortecimento. Pela impossibilidade de se produzir elementos rolantes com exatamente as mesmas dimensões geométricas, o mancal de rolamento não gira em torno de um eixo, e sim em torno de uma órbita. Os mancais de elementos rolantes são classificados quanto ao tipo de carregamento que podem absorver que, da mesma forma que os mancais de deslizamento, podem ser: radiais, axiais ou radiais/axiais, conforme a figura 5.

¹ O mesmo que travar - avariar por desgaste, dilatação ou fricção de superfícies metálicas contíguas com lubrificação inadequada.

² Também são chamados de mancais de rolamento ou simplesmente rolamentos.



Legenda

- a) Rolamento de esferas
- b) Rolamento de rolos cilíndricos
- c) Rolamento de rolos cônicos
- d) Rolamento de agulhas
- e) Rolamento de barril

Figura 4 - Tipos de mancais de elementos rolantes quanto à forma dos elementos.

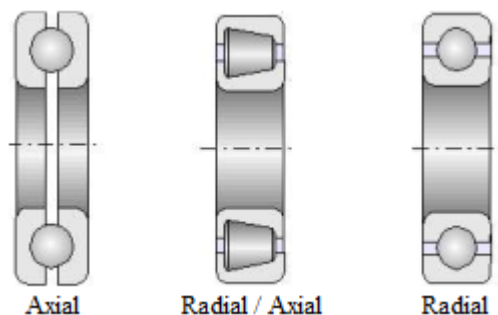


Figura 5 - Tipos de mancais de elementos rolantes quanto ao carregamento.

Em geral, os mancais de elementos rolantes são fabricados inteiramente em aços especiais, podendo também ser produzidos com pistas em teflon ou material polimérico. Mais recentemente, começaram a aparecer comercialmente mancais de elementos rolantes fabricados em cerâmica.

2.1.3 Mancais com lubrificação de filme fluido

São aqueles em que a separação entre as partes com movimento relativo é realizada pela pressão exercida por um filme fluido, tendo

como principais características a sua longa vida, baixo atrito e alta capacidade de carga. Dividem-se em dois tipos principais:

- mancais fluidodinâmicos: são aqueles cuja pressão da película de lubrificante que suportará a carga é dependente da velocidade tangencial do mancal e a pressão do filme é gerada pelo próprio mancal;
- mancais fluido estáticos: são aqueles em que as superfícies com movimento relativo são separadas por um filme lubrificante sob pressão, o qual é fornecido por uma bomba ou compressor externo.

Também o tipo de fluido utilizado no mancal tem influência no comportamento do mesmo, conforme descrito nos itens a seguir (STOETERAU, 2004):

- Líquidos - na utilização de líquidos como fluido lubrificante, ocorre uma perda das propriedades destes devido ao aquecimento gerado na operação do mancal, ocasionado pelo choque das moléculas do líquido contra as superfícies do mancal e entre elas próprias. Isso torna necessária a utilização de sistemas de resfriamento para manter o fluido em uma temperatura de trabalho pré-estabelecida e limita a frequência rotacional de operação. Dos líquidos passíveis de utilização como fluido lubrificante, o óleo é o mais empregado, embora a água apresente melhores características técnicas. A capacidade corrosiva da água a tornava pouco atrativa para esse uso, embora o desenvolvimento de materiais cerâmicos para a construção de mancais tem permitido uma reavaliação do emprego de água como fluido lubrificante, tanto em mancais hidrodinâmicos como hidrostáticos.
- Gases - os gases têm a capacidade de manter suas propriedades mesmo a temperaturas elevadas e, por apresentarem viscosidades muito menores do que as dos líquidos, não geram calor em níveis tão elevados como os líquidos, o que permite a operação do mancal em velocidades elevadas. O uso de ga-

ses, principalmente ar³, dispensa o uso de sistemas de coleta, retorno e resfriamento necessários aos mancais a líquido.

2.1.4 Mancais magnéticos

O funcionamento dos mancais magnéticos está baseado no princípio da atração ou repulsão mútua entre os pólos magnéticos. Os campos magnéticos são controlados e mantêm o eixo em movimento relativo suspenso, sem que ocorra contato metal-metal. Deslocamentos resultantes de carregamentos externos são detectados por sensores que permitem a correção da posição através de alterações controladas dos campos magnéticos do mancal. Devido à excelente rigidez proporcionada por estes mancais, sua principal aplicação se dá em fusos de alta velocidade, onde se pode atingir rotações de até 100.000 rpm.

A figura 6 apresenta um quadro comparativo com as principais características dos tipos de mancais abordados até aqui.

³ O ar é o gás mais extensivamente utilizado nesse tipo de mancal e, devido à essa predominância, as terminologias “mancal a ar” ou “mancal aerostático” se tornaram usuais.

Características técnicas	Tipo de mancal				
	De contato		Lubrificado a filme fluido		Magnético
	Deslizamento	Rolamento	Líquido	Gás	
Rigidez	4	3	4	3	5
Amortecimento	4	2	3	4	1
Nível de vibrações	1	3	4	4	3
Capacidade de carga	4	3	4	2	4
Atrito estático	1	4	0	0	0
Precisão de giro	2	4	4	5	4
Custo	5	4	3	3	1
Desempenho em baixa velocidade	4	4	5	5	4
Desempenho em alta velocidade	1	2	3	5	5
Resistência à baixa temperatura	4	4	4	5	4
Resistência à alta temperatura	1	2	3	4	3
Resistência à umidade	2	4	4	4	3
Geração de calor	1	3	1	5	1
Vida	1	3	4	5	5
Confiabilidade	1	3	4	4	5
Legenda: (5) Excelente; (4) Bom; (3) Moderado; (2) Regular; (1) Ruim; (0) Não aplicável					

Figura 6 - Comparação entre os tipos de mancais (STOETERAU, 2004).

Na figura 6 pode ser visto que não há um tipo ideal de mancal. A escolha do mais adequado deve levar em conta a aplicação. Dessa forma, vários parâmetros regem a escolha do tipo de mancal a ser utilizado, estando entre os principais: a velocidade de trabalho, os carregamentos sobre o eixo do motor, o espaço disponível para instalação e os custos.

Na montagem dos motores para compressores de refrigeração em bancadas de testes para ensaios de potência mecânica e rendimento, o tipo de mancal normalmente utilizado é o de elementos rolantes, mais especificamente, o de uma carreira de esferas e carga radial, devido a sua simplicidade de instalação e custo. Sendo assim, estudaremos esse tipo de mancal com maior profundidade, principalmente no que diz respeito à geração de atrito.

2.2 MANCAIS DE ELEMENTOS ROLANTES

Os mancais de elementos rolantes estão atualmente entre os elementos de máquinas mais utilizados, pois apresentam muitas vantagens sobre outros tipos de mancais, como por exemplo: um menor atrito em relação aos mancais de deslizamento; em relação aos mancais hidrodinâmicos, geralmente, tem menor custo e ocupam menor espaço, pois empregam um sistema de lubrificação mais simples; favorecem a intercambiabilidade (CAMPANHA, 2008). A figura 7 apresenta um rolamento com seus componentes e dimensões principais (sem vedações e blindagem).

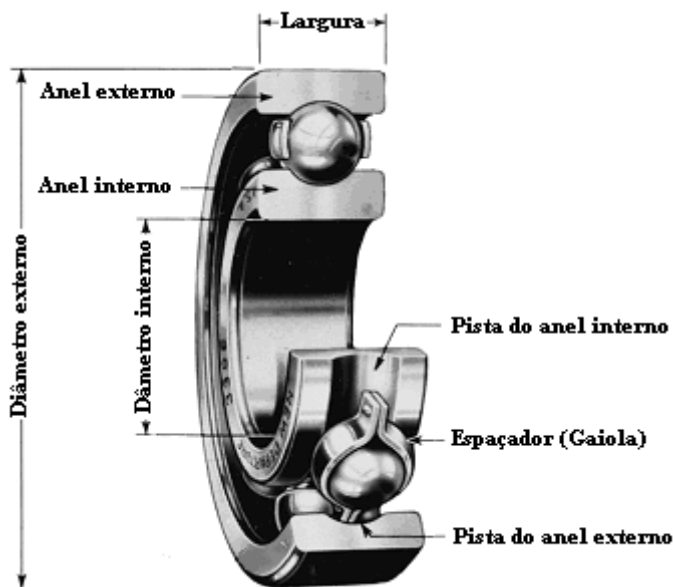


Figura 7: Elementos de um rolamento de uma carreira de esferas (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

A principal função dos rolamentos é transmitir movimento com baixo atrito. Para isso, esse tipo de mancal depende principalmente do mecanismo de rolamento propriamente dito, que é mais eficiente em termos de energia do que o deslizamento. Apesar das vantagens que apresentam sobre outros tipos de mancais, ocorre o atrito de rolamento, gerado pelo contato entre as partes móveis, o que representa um problema, pois resulta na geração de calor e perda de potência.

Uma vez que muitos dos fatores causadores de atrito são variáveis com relação à posição na superfície de contato, à temperatura dos componentes do mancal e ao tempo de uso do rolamento, o atrito tem uma característica de comportamento irregular e provocam o surgimento de vibrações.

2.2.1 Fatores de influência sobre o atrito

Alguns fatores podem ter uma influência relevante na intensidade de atrito, estando entre os principais: a rugosidade das superfícies de contato dos elementos rolantes⁴, irregularidades na topografia das superfícies⁵, tipo de lubrificação, entre outros (CAMPANHA, 2008).

2.2.1.1 Tipos de lubrificação

Na maioria dos mancais de rolamento, são empregados lubrificantes de viscosidade média, como óleo, fornecidos diretamente na forma líquida ou indiretamente na forma de graxa. Alguns rolamentos são lubrificados por fluidos menos viscosos e outros por lubrificantes sólidos tais como dissulfeto de molibidênio (CAMPANHA, 2008). A lubrificação pode ocorrer de maneiras diferentes dependendo de fatores como, por exemplo, a carga aplicada ao mancal, tipo de lubrificante e a velocidade de rotação.

Isso implica na existência de diferentes tipos de lubrificação, sendo os quatro tipos principais apresentados a seguir:

- 1) **Lubrificação Hidrodinâmica**⁶ (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005): esse tipo de lubrificação ocorre quando as superfícies do mancal que sustentam a carga aplicada encontram-se separadas por um filme relativamente espesso de lubrificante, impedindo que ocorra um contato metal-metal entre essas superfícies. Embora possa ocorrer, não há a necessidade de se introduzir lubrificante sob pressão entre as superfícies deslizantes do mancal, mas é imprescindível se manter

⁴ Anéis, esferas e roletes.

⁵ Decorrentes dos processos de fabricação.

⁶ Também conhecida como “lubrificação de filme completo” ou “fluida”.

um fornecimento adequado e constante do lubrificante. A pressão de filme é criada pela superfície do elemento em movimento relativo que arrasta o lubrificante para a zona convergente em forma de cunha, formada entre a superfície em movimento e a superfície oposta fixa (figura 8). A velocidade de rotação do eixo deve ser suficientemente alta para criar a pressão necessária para compensar a carga aplicada e separar essas superfícies. Nem todo o lubrificante presente na entrada da zona convergente é arrastado para a interface das superfícies e parte dele vai recircular na entrada devido à inversão do fluxo (figura 8) (ESPEJEL, 2006). Esta recirculação produz um aquecimento pelo cisalhamento do lubrificante que reduz a viscosidade do mesmo na entrada da zona convergente. A redução da viscosidade do fluido provoca a redução na espessura do filme de lubrificante entre as superfícies, o que implica em uma menor resistência ao rolamento.

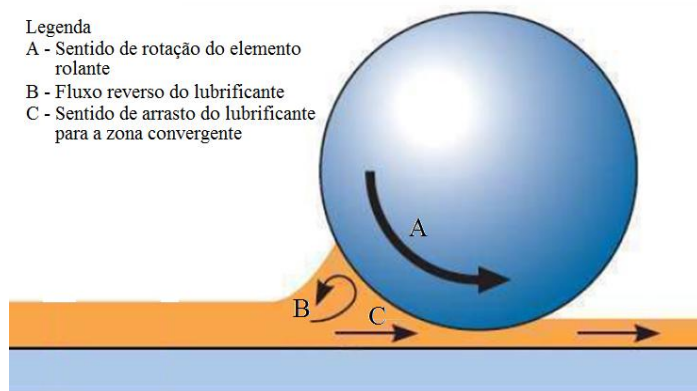


Figura 8: Fluxo reverso do lubrificante na entrada da área de contato.

- 2) **Lubrificação Hidrostática** (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005): Esta obtida pela introdução de lubrificante entre as superfícies de deslizamento do mancal, a uma pressão alta o suficiente para separar as mesmas com um filme relativamente espesso de lubrificante. Assim, ao contrário da hidrodinâmica, essa lubrificação não requer o movimento de uma superfície em relação à outra. A lubrificação hidrostática é em-

pregada em mancais hidrostáticos e aerostáticos, sendo utilizada quando se busca a minimização do atrito do mancal, podendo ser empregada tanto em velocidades baixas ou nulas quanto em altas.

- 3) **Lubrificação Elastoidrodinâmica** (NORTON, 2004): é o fenômeno que ocorre quando um lubrificante é introduzido entre superfícies que estão em contato com rolamento puro⁷. Quando um lubrificante encontra-se preso entre duas superfícies em contato rolante, ocorre um grande aumento na pressão dentro do filme de lubrificante e, como a viscosidade esta relacionada exponencialmente com a pressão, a viscosidade do lubrificante que está preso entre as superfícies também sofre um aumento muito grande. São exemplos de lubrificação elastoidrodinâmica: o contato entre dentes de engrenagens, o contato entre os elementos rolantes e as pistas em um mancal de rolamento e entre as superfícies de um arranjo came / seguidor.
- 4) **Lubrificação de Contorno** (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005): ocorre quando não se consegue garantir a existência de um filme espesso o suficiente para que haja a lubrificação hidrodinâmica. Nesse caso, as asperezas mais elevadas, existentes nas superfícies em movimento relativo, podem estar separadas por filmes de lubrificante de espessura muito reduzida, chegando a ter dimensões moleculares⁸. Em altas velocidades ou quando empregados lubrificantes com elevada viscosidade pode haver dificuldade de reposição do lubrificante na pista de rolamento após a passagem de um elemento rolante, uma vez que o lubrificante não consegue fluir, retornando dos lados para o centro da pista de rolamento, em tempo suficiente (ESPEJEL, 2006). Esse fenômeno irá produzir uma redução na disponibilidade de lubrificante na entrada da zona

⁷ Sem a ocorrência de deslizamento

⁸ Fatores que podem levar a essa situação: superfícies com área insuficiente para garantir a lubrificação hidrodinâmica, queda na velocidade da superfície móvel, fornecimento inadequado e inconstante de lubrificante, sobrecarga do mancal, aumento na temperatura do lubrificante que resulte na excessiva redução de sua viscosidade.

convergente e reduzirá a espessura do filme de fluido. Isso reduz a resistência ao rolamento, desde que a redução do filme não seja demasiada e permita um contato metal-metal entre as superfícies. Em geral, a lubrificação de contorno se apresenta de forma gradual, ocorrendo uma mudança da lubrificação hidrodinâmica para a de contorno com uma provável lubrificação mista intermediária, com características pertencentes aos dois tipos de lubrificação.

Quando a espessura do filme lubrificante não é suficiente para separar completamente as superfícies e existindo deslizamento, alguma interação entre as imperfeições das superfícies deslizantes pode ocorrer. Isso irá aumentar as perdas por atrito de deslizamento, uma vez que o coeficiente de atrito das asperezas é maior do que o cisalhamento do lubrificante, sendo que, os efeitos da interação entre essas imperfeições tem uma ligação direta com sua topografia.

2.2.1.2 Topografia das superfícies

O grau de conformidade apresentado entre as dimensões e acabamento superficial especificados em projeto e os apresentados pelo produto acabado dependem diretamente dos equipamentos e dos processos empregados na produção desse produto. Devido às limitações apresentadas, tanto por equipamentos como por processos, as formas geométricas de qualquer superfície apresentam ondulações e imperfeições que podem ter variações de dimensões atômicas até o comprimento do componente. Também podem ocorrer irregularidades localizadas causadas por fraturas, corrosão localizada e alterações pontuais na estrutura do material, como a variação da dureza deste em diferentes pontos da superfície, levando a imperfeições como elevações (picos) e depressões (vales).

Todas essas irregularidades podem ser classificadas em quatro grupos (CAMPANHA, 2008), sendo eles.

- 1) **macro variações:** erros de dimensões relativamente grandes relacionados à forma da peça e normalmente causadas por erros de precisão ou rigidez limitada da máquina ferramenta utilizada na fabricação do componente. Um exemplo típico são os erros na forma circular do canal (raio) do anel interno de um rolamento fixo de uma carreira de esferas;

- 2) **ondulações:** variações na superfície que podem ser periódicas, obedecendo a uma função matemática, e são causadas normalmente por problemas no processo de usinagem ou na ferramenta;
- 3) **rugosidade:** irregularidade de pequena escala na superfície do componente do mancal, que pode ser causada pela ferramenta de corte ou desbaste, pelas condições de usinagem, pela microestrutura da peça, entre outros fatores;
- 4) **microrugosidade:** pode ser entendida como uma rugosidade de escala quase atômica que seria causada pela natureza da superfície e suas variações.

As rugosidades das superfícies de rolamento podem afetar o atrito de duas formas (CAMPANHA, 2008):

- 1) Em mancais com superfícies rugosas de elevada dureza, havendo uma baixa aplicação de carga, uma pequena contribuição ao atrito de rolamento é dada pelo gasto de energia despendido pelos elementos rolantes para superar as irregularidades das superfícies. Isso decorre do impacto entre essas irregularidades e seu efeito é intensificado com o aumento da rotação de trabalho.
- 2) Com a aplicação de cargas maiores, pode haver uma concentração de tensão sobre rugosidades localizadas, provocando o surgimento de deformações permanentes nas partes mais elevadas dessas asperezas (picos), mesmo que a tensão global no mancal esteja dentro dos níveis de deformação elástica. Com sucessivas deformações plásticas sofridas pelos picos das irregularidades, devido à aplicação periódica de tensões sobre eles, as rugosidades das superfícies serão gradualmente minimizadas, levando a uma redução na resistência ao movimento de rolamento entre os elementos rolantes e as pistas.

Tanto a lubrificação quanto as imperfeições das superfícies são fatores que, de uma forma geral, influenciam o atrito entre duas superfícies em contato e movimento relativo. No entanto, existem fatores que

estão relacionados diretamente ao tipo e modelo de mancal, devido a sua concepção construtiva, dimensões, entre outros elementos que influenciam no atrito. Desta forma, os rolamentos apresentam diversos fatores particulares causadores de atrito.

2.2.2 Fontes de atrito em rolamentos

O atrito devido ao rolamento de superfícies não lubrificadas entre si é consideravelmente menor que o atrito encontrado no deslizamento a seco entre essas mesmas superfícies e, por esse motivo, mancais de rolamento exibem atrito consideravelmente menor do que mancais de filme fluido ou de deslizamento, de tamanho e capacidade de carga semelhantes (HARRYYS, 1990). Não obstante, os movimentos dos elementos que se encontram em contato são mais complexos do que é indicado por uma análise de rolamento puro. O atrito, em qualquer magnitude, representa uma perda de energia e causa retardo no movimento, o que é verificado pelo aumento de temperatura dos elementos e pode ser medido como um torque de arasto, que se opõe ao movimento do mancal.

São diversas as fontes de atrito em rolamentos, sendo as principais apresentadas abaixo (CAMPANHA, 2008; HARRYYS, 1990; ESPEJEL, 2006):

- 1) histerese elástica de rolamento (dissipação de energia no processo de deformação);
- 2) deslizamento dos elementos rolantes nos contatos com a pista de rolamento devido à geometria das superfícies de contato;
- 3) deslizamento entre a gaiola e os elementos rolantes;
- 4) arrasto viscoso do lubrificante no elemento rolante e na gaiola;
- 5) atrito das vedações.

As fontes de atrito apresentadas acima serão discutidas a seguir, à exceção daquela provocada pelas vedações que, apesar destas geralmente serem a maior fonte de atrito em rolamentos, não são empregadas nos rolamentos estudados neste trabalho.

2.2.2.1 Histerese elástica de rolamento

Quando um elemento rolante, sob uma carga compressiva, se desloca sobre uma pista de rolamento, o material ligeiramente à frente da superfície de contato, isto é, na direção de rolamento, sofrerá uma compressão elástica. Já o material da parte posterior da superfície de contato estará sendo aliviado da pressão e sofrendo uma expansão elástica. Se o material for elasticamente ideal, não há perda de energia, implicando na ausência de atrito devido à histerese elástica. No entanto, isso normalmente não acontece e, para uma determinada tensão, quando se está aplicando a carga em compressão (carregamento) ocorre uma deflexão menor do que quando se alivia a carga (descarregamento), como mostrado na figura 9. A área entre as curvas dessa figura é chamada de ciclo de histerese e representa a quantidade de energia perdida. Geralmente, a energia perdida, ou o atrito devido à histerese elástica, é pequeno se comparado com outros tipos de atrito que ocorrem em rolamentos e, no caso presente, onde as cargas aplicadas sobre os mancais são muito reduzidas, este fator não é significativo (HARRYS, 1990).

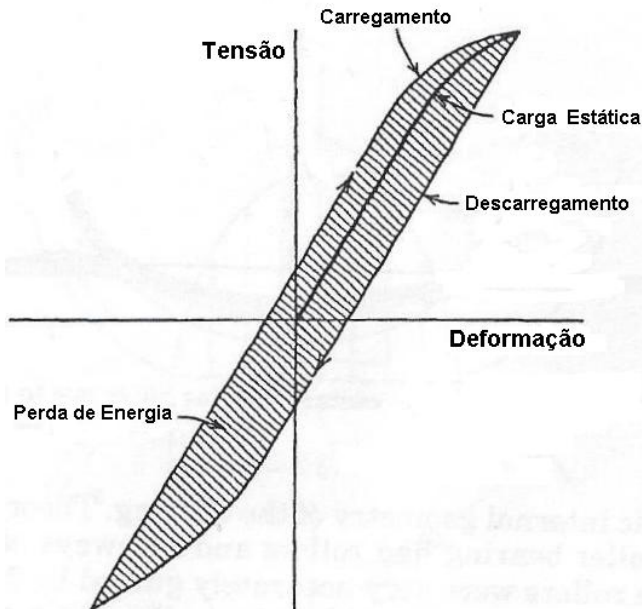


Figura 9: Histerese elástica de rolamento (HARRYS, 1990).

Normalmente, as esferas ou rolos em um mancal de rolamento são sujeitados a cargas perpendiculares ao plano tangente de cada superfície de contato. Devido a essas cargas, os elementos rolantes e as pistas de rolamento são deformados em cada ponto de contato, produzindo um raio de curvatura da superfície de contato igual à média harmônica dos raios dos elementos. Então, para uma esfera de diâmetro D e um mancal com superfície de rolamento cilíndrica de diâmetro d_i , o raio da curvatura da superfície de contato será:

$$R = \frac{d_i D}{d_i + D} \quad (1)$$

Onde:

R	raio de curvatura da superfície de contato	[m];
D	diâmetro da esfera	[m];
d_i	diâmetro da superfície de rolamento	[m].

Devido à deformação dos elementos em contato e pelo movimento de rolamento da esfera sobre a pista de rolamento, que requer uma força tangencial para superar a resistência ao rolamento, o material da pista de rolamento é comprimido até formar uma protuberância na parte frontal do contato (figura 10). Uma subsequente depressão é formada na parte posterior da área de contato. Assim, uma força tangencial adicional é necessária para superar a força de resistência da protuberância, o que gera um momento resistivo ao deslocamento. Também a deformação é um fator dependente da carga aplicada e, embora possa ser mais significativo que a histerese elástica, sua contribuição é reduzida.

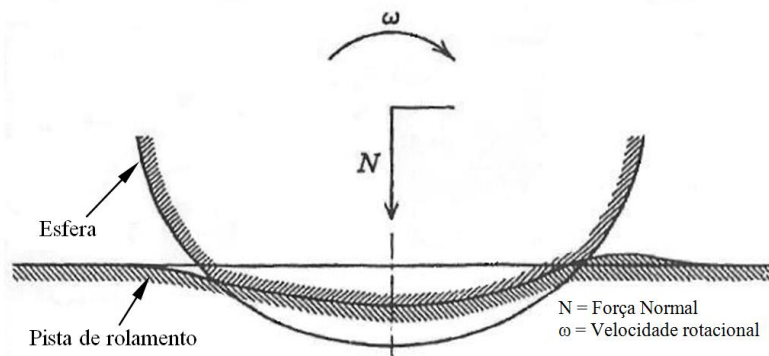


Figura 10: Deformação elástica do elemento rolante na área de contato (HARRYS, 1990).

2.2.2.2 Atrito de deslizamento no contato elemento rolante - pista

O movimento de rolamento implica em baixas áreas de interação (contatos) e altas concentrações de cargas. Por esse motivo há deformação elástica dos elementos do mancal (elementos rolantes e anéis) e, inevitavelmente, algum deslizamento. Portanto, o atrito deslizante está sempre presente nos contatos de rolamento (ESPEJEL, 2006).

Existem duas fontes importantes de deslizamento em um contato de rolamento: o macro deslizamento, causado pela conformidade de contato devido às características macro geométricas do mancal (geometria interna básica do mancal), como por exemplo, o contato entre as esferas e as pistas curvas em rolamentos de esferas; o micro deslizamento causado pela distorção geométrica devido à deformação elástica.

Para uma melhor compreensão deste do assunto, é importante conhecer os tipos de contato entre corpos sólidos que podem ser conformes ou não conformes (CAMPANHA, 2008).

O contato é dito conforme (figura 11a) quando as superfícies dos dois corpos encaixam-se perfeitamente com pouca ou nenhuma deformação. Mancais de deslizamento e guias lineares são exemplos de contatos conformes. Quando o contato ocorre em corpos que apresentam diferentes perfis de superfície, ele é chamado de contato não conforme (figura 11b). Nesse caso, não havendo deformação, tem-se um contato pontual ou um contato linear. Os contatos lineares ocorrem quando o perfil das superfícies é conforme em uma direção e não conforme na direção perpendicular à anterior. Já os contatos pontuais ocorrem quando não há conformidade em qualquer direção. Exemplo clássico é o

rolamento de uma carreira de esferas que apresenta contato pontual entre as esferas e a pista de rolamento, assim como rolamentos de rolos cilíndricos são exemplos de contato linear entre os rolos e as pistas de rolagem. Dessa forma, a área de contato entre corpos não conformes é muito pequena, se comparada com as dimensões dos mesmos, o que implica em uma concentração de tensões muito grande na região próxima a ela. O perfil de deslizamento na zona de contato irá produzir perdas por atrito por meio do cisalhamento do lubrificante e/ou da aspereza das superfícies na área do contato, dependendo da relação entre a rugosidade e espessura do filme lubrificante, que está relacionada com o tipo de lubrificação presente na área de contato (ESPEJEL, 2006).

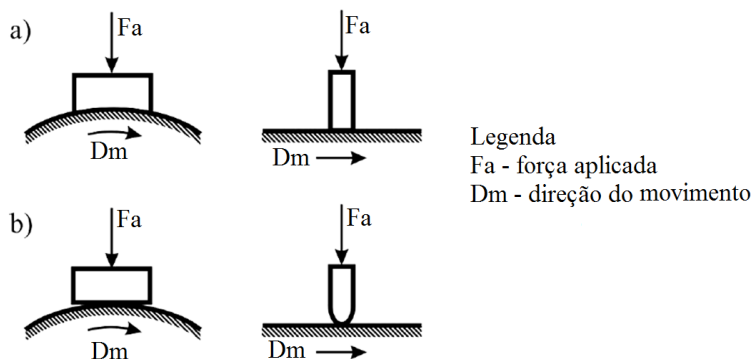


Figura 11: Exemplos de contatos: (a) conformes e (b) não conformes.

O rolamento puro é definido através de centros instantâneos em que nenhum movimento relativo dos elementos de contato ocorre, isto é, as superfícies têm as mesmas velocidades em tais pontos (HARRY, 1990). Essa situação seria atingida em uma condição ideal, onde os componentes do rolamento tivessem suas formas geométricas projetadas e produzidas de forma a garantir tal exigência. Na situação real, os projetos de mancais de rolamento devem levar em consideração outros fatores, fazendo com que as formas dos elementos se afastem do ideal.

Já o micro deslizamento é causado pelas distorções geométricas que ocorrem em função da deformação elástica no contato e aparecem quando os dois corpos têm diferentes propriedades elásticas e/ou quando suas curvaturas são distintas (CAMPANHA, 2008). Geralmente os efeitos não são significativos em ambos os casos – exceto quando se trata de rolamentos rígidos de esferas com canais profundos e grande área de contato – como no caso dos rolamentos ensaiados, onde o coeficiente de

atrito de rolamento pode ser elevado. Ademais, o microdeslizamento pode ocorrer quando o elemento rolante apresenta tração, isto é, quando grandes forças e momentos são transmitidos entre corpos através da zona de contato, o que não é o caso na aplicação dos rolamentos deste trabalho.

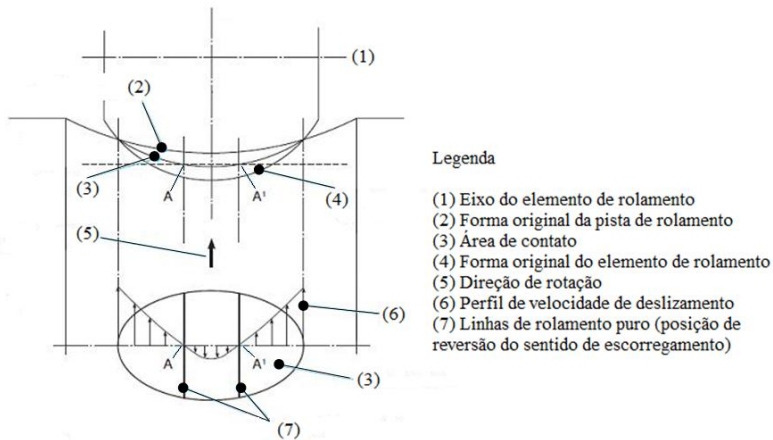


Figura 12: Movimento de elemento rolante sobre canal (ESPE-JEL, 2006).

A figura 12 representa um rolamento fixo de uma carreira de esferas que sofreu deformação pela aplicação de uma carga. A esfera faz o movimento de rotação em torno de seu eixo e, devido à deformação elástica que ocorre tanto nela como na pista, os pontos na região de contato apresentam diferentes distâncias em relação ao eixo de rolamento, fazendo com que haja uma diferença de velocidades entre esses pontos no movimento de rolagem da esfera. Esse diferencial de velocidade provoca o surgimento de um tipo de deslizamento chamado Heathcote. Segundo Heathcote (1921), uma esfera rígida rolando em uma estreita ranhura pode rolar sem deslizar (rolamento puro) somente em duas faixas estreitas (HARRYS, 1990). Nessas faixas (A e A' na figura 12) não há diferenças de velocidades e elas determinam as regiões de inversão de sentido de deslizamento. Embora o microdeslizamento seja um componente muito importante do atrito de rolamento em rolamentos de esferas, este foi menos significativo nos ensaios realizados, pois não foram aplicadas cargas radiais e axiais significativas ao motor em teste, reduzindo assim a deformação dos elementos rolantes e, conseqüentemente, o atrito por microdeslizamento.

2.2.2.3 Arrasto viscoso

Devido à velocidade em que os elementos de rolamento orbitam na pista, cada esfera ou cilindro tem de superar uma força de arrasto viscoso imposta pelo lubrificante no interior da cavidade do rolamento. Esse arrasto depende da quantidade e da viscosidade do lubrificante disperso na cavidade e sendo significativo quando se emprega uma lubrificação em banho de óleo e menos representativo em mancais lubrificados com graxa. Nos ensaios realizados com o rolamento lubrificado (NSK 6002-ZZ) este fator apresentou uma influência evidente.

2.2.2.4 Deslizamento entre separador - elementos rolantes

Em um rolamento, os separadores⁹ são elementos auxiliares, fabricados de latão, aço ou um polímero, que apresentam com suas principais funções:

- 1) separar os corpos rolantes, para manter o atrito e a geração de calor tão baixos quanto possível;
- 2) manter a mesma distância dos corpos rolantes entre si, para que a carga seja distribuída de forma uniforme;
- 3) evitar que, em rolamentos separáveis ou basculáveis, os corpos rolantes se desprendam;
- 4) guiar os corpos rolantes na zona livre de carga.

Para qualquer ponto de localização angular de um elemento de rolamento, há, geralmente, uma força normal que atua na superfície de contato entre ele e a sua sede¹⁰ na gaiola. Essa força pode ser positiva ou negativa, dependendo se o elemento de rolamento é conduzido pela gaiola ou vice-versa. Também é possível que um elemento de rolamento tenha um movimento livre em sua sede, sem forças normais exercidas. No entanto, essa situação é de ocorrência menos usual. À medida que o interesse recai sobre a rotação do elemento rotativo sobre o seu eixo, a gaiola é estacionária, ocorrendo, portanto, o deslizamento puro entre os elementos rolantes e suas sedes. Assim, a quantidade de atrito com relação à interação elemento/gaiola depende das forças normais no elemento

⁹ Também chamados de “gaiolas”.

¹⁰ As sedes são alojamentos existentes nos separadores onde os elementos rolantes ficam inseridos, garantindo uma posição equidistante dos demais elementos, sem impedir a rotação dos mesmos.

de rolamento e no separador, das propriedades do lubrificante, da velocidade de rolamento dos elementos e da geometria das sedes dos elementos na gaiola. Geralmente, o momento originado pelo atrito de deslizamento entre a gaiola e os elementos rolantes é baixo, se comparado aos demais fatores causadores de atrito.

O desempenho dos rolamentos e, consequentemente dos equipamentos que os utilizam, está diretamente ligado à redução do atrito relacionado aos fatores aqui apresentados, dentre outros. Um desses elementos de influência é o material empregado na produção dos rolamentos, que mostra uma boa perspectiva de melhoria com a utilização de novos materiais como os cerâmicos.

2.2.3 Rolamentos cerâmicos

Os rolamentos cerâmicos se diferenciam dos rolamentos de aço basicamente pelo material empregado na sua produção, guardando grandes semelhanças de projeto sendo, inclusive, intercambiáveis.

Existem dois tipos de rolamentos de cerâmica: híbridos e totalmente cerâmicos. Os rolamentos híbridos têm os anéis interno e externo fabricados em aço e as esferas em cerâmica enquanto os totalmente cerâmicos têm todos esses componentes fabricados em cerâmica (HE et al., 2011; TAKEBAYASHI, 2002).

Diferentes tipos de cerâmica são utilizadas na produção de rolamentos, sendo talvez o Nitreto de silício (Si_3N_4) e a zircônia (ZrO_2) as mais comuns. Contudo, existem outras cerâmicas que possuem bom desempenho nessa aplicação (HE et al., 2011).

Em geral, os rolamentos cerâmicos apresentam vantagens sobre os rolamentos de aço, dentre elas (TAKEBAYASHI, 2002):

- 1) maior vida útil;
- 2) maior resistência ao calor¹¹, possibilitando a aplicação em ambientes de alta temperatura;
- 3) menor variação da folga interna decorrente do aumento da temperatura com redução de vibrações.
- 4) baixa densidade do material cerâmico com redução da força centrífuga induzida pelos elementos girantes (esferas), favorecendo o emprego destes rolamentos em aplicações de alta velocidade;

¹¹ Especialmente nos rolamentos de Nitreto de Silício.

- 5) maior rigidez com menor deformação no ponto de contacto de rolamento;
- 6) também devido às características do material, os rolamentos cerâmicos possuem boa resistência à corrosão, isolamento elétrico e não apresentam magnetismo.

Como desvantagens, os rolamentos cerâmicos são sensivelmente mais caros e apresentam fragilidade ao impacto, necessitando uma atenção especial para a montagem dos mesmos.

Assim como os rolamentos de aço, os rolamentos cerâmicos também apresentam atrito de rolamento e vibração, estando sujeitos a todos os fatores causadores de perda por atrito resistivo apresentados neste capítulo, porém, devido às características do material cerâmico, em níveis bem menores, o que poderia permitir a realização de ensaios em motores elétricos com medições de torque que apresentem menor perda por atrito e uma menor dispersão de valores.

2.2.4 Ensaios de momento de atrito em rolamentos

Considerando-se as informações expostas até aqui, não é difícil concluir que calcular o momento de atrito gerado por um rolamento é bastante difícil, tal a diversidade de parâmetros que influenciam neste cálculo. Existem programas computacionais e métodos de cálculo que são usados para calcular o valor desse atrito com resultados bastante satisfatórios para rolamentos padrão, mas os resultados podem divergir da realidade para rolamentos especiais ou quando as condições de trabalho diferem das preestabelecidas. Sendo assim, a determinação do momento de atrito através de ensaios pode levar a resultados mais próximos dos encontrados nas condições reais de uso.

A norma DIN 50322 (DIN,1986) define várias escalas e graus de complexidade para ensaios de desgaste, que podem aplicar-se igualmente bem ao ensaio de atrito, fornecendo uma base de definição para testes em rolamentos. A figura 13 mostra as categorias de ensaio por meio de um exemplo fictício de teste de desgaste para um mecanismo manual de engrenagens de veículo comercial, fazendo uma distinção entre seis diferentes categorias de teste.

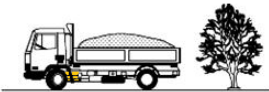
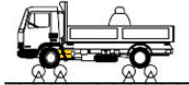
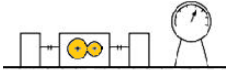



Categoria	Tipo de teste	Símbolo
a)	Condições de trabalho ou similares às condições de uso	
b)		
c)		
d)	Sistemas de testes com modelos	
e)		
f)		

Figura 13: Exemplo de categorias de ensaio: DIN 50322 (DIN, 1986).

- 1) **teste prático** (figura 13a): a unidade original completa é testada sob condições idênticas às da utilização real;
- 2) **teste de bancada** (figura 13b): a unidade original é testada em laboratório sob condições de teste reproduzíveis semelhantes às da utilização real;
- 3) **teste de componente / sub-componente** (figura 13c): componentes extraídos do aparelho original são testados em laboratório e submetidos a condições definidas similares às do uso real;
- 4) **teste de modelo de componente / sub-componente em escala** (figura 13d): modelos dos componentes em escala reduzida são testados em laboratório sob condições definidas de acordo com a modificação de tamanho;
- 5) **teste de modelo simplificado de componentes** (figura 13e): espécimes de teste, semelhantes ao componente original, são sujeitos a condições semelhantes às da utilização real;
- 6) **teste de modelo com amostras simples** (figura 13f): corpos de prova de geometria simples são testados em laboratório sob condições simplificadas e variáveis.

Uma vez que os testes práticos e de bancada costumam ser muito complexos e caros, na maioria dos casos são usados os sistemas alternativos de ensaio. Nesses testes, a unidade original deve ser reduzida a um sistema tribológico¹² e os fatores de carga e tensão que influenciam o atrito devem ser avaliados.

Os equipamentos de teste, as amostras e os métodos de medição são muito mais sofisticados no caso dos testes de componentes do que com sistemas de teste de modelos, mas os resultados são aceitos em uma base muito mais ampla. No entanto, os ensaios de modelos oferecem outras vantagens: corpos de prova de geometria simples (materiais e superfícies de trabalho podem ser facilmente modificados); menor duração do teste e melhor reprodutibilidade dos resultados, devido ao reduzido número de possíveis fatores de influência; ajuste dos parâmetros de ensaio em uma vasta gama; menores custos de teste.

Os resultados apurados com equipamentos de teste de modelos permitem uma melhor interpretação na medida em que o interesse está nos efeitos dos parâmetros de teste, enquanto que os resultados dos testes obtidos com equipamentos de teste de componentes apresentam informações sólidas sobre a aplicabilidade no uso prático do componente.

Já os princípios de teste com modelos simples requerem objetos de teste que podem ser facilmente obtidos ou produzidos. Elementos básicos comerciais, tais como anéis de rolamentos, esferas, cilindros, discos, blocos e placas têm apresentados bons resultados.

No caso de testes referentes a rolamentos, normalmente são realizados ensaios padronizados do componente, ou seja, do rolamento isoladamente, ou de corpos de prova com geometria simplificada, sendo a maioria destes testes destinados à determinação do tempo de vida do rolamento, características de desgaste das superfícies de contato ou de lubrificantes utilizados em rolamentos. A determinação do momento de atrito é contemplada em muitos ensaios, embora, por vezes, esse não seja o objetivo principal.

¹² O termo tribologia, que vem do grego Τριβο (Tribo - esfregar) e Λογος (Logos - estudo), foi utilizado pela primeira vez em 1966 por H. Peter Jost que definiu o termo como a “ciência e tecnologia de superfícies interativas em movimento relativo e dos assuntos e práticas relacionados”. Entende-se por testes tribológicos aqueles que envolvem o estudo de atrito, lubrificação e desgaste de materiais ou componentes.

Um equipamento bastante utilizado nesses testes é a máquina de testes tribológicos de quatro esferas (SPÂNU et al., 2007), proposto por Boerlage em 1993 e destinado a investigar as propriedades antidesgaste e de extrema pressão de lubrificantes. Devido à sua simplicidade de projeto e geometria, a máquina é amplamente utilizada em laboratórios, sendo incluída, em sua concepção inicial ou em soluções de design modificado, em várias normas a respeito de óleos e graxas lubrificantes, estando entre elas (SPÂNU et al., 2007):

- *American Standards for Testing and Materials (ASTM):*
ASTM D2783-03, ASTM D4172-94(2004);
- *International Standardization Organization (ISO):*
ISO 20623:2003, EN ISO 20623:2003;
- *Deutsches Institut fur Normung (DIN):*
DIN 51350;
- *Japanese Standards Association/ Japanese Industrial Standard (JSA/JIS):*
JSA JIS K 2519;
- *Gosudarstvennyy Standard (GOST):*
GOST 9490-75;
- *Institute of Petroleum (IP):*
IP 239.

O princípio de operação da máquina de quatro esferas está baseado na geração de um movimento de deslizamento entre quatro esferas, conforme a figura 14. A máquina tem um eixo vertical que apresenta em sua extremidade um mandril em forma cônica (4) que permite a montagem de uma esfera rotativa (3). Esta esfera está agindo sobre outras três esferas fixas (1), devido a um anel de fixação com rosca (2) que não permite o movimento destas. Em muitas configurações da máquina, a carga aplicada (F) é obtida com a ajuda de um sistema de alavanca onde o ponto médio é fixado à máquina (figura 15), uma das extremidades é fixada à base onde se encontram as esferas fixas e na outra extremidade é fixado um conjunto de massas que gera a carga sobre as esferas. Através de um mecanismo para medição de torque (ex: transdutor de torque), é possível medir o momento de atrito que atua sobre as esferas fixas, gerado pelo movimento da esfera móvel acima delas.

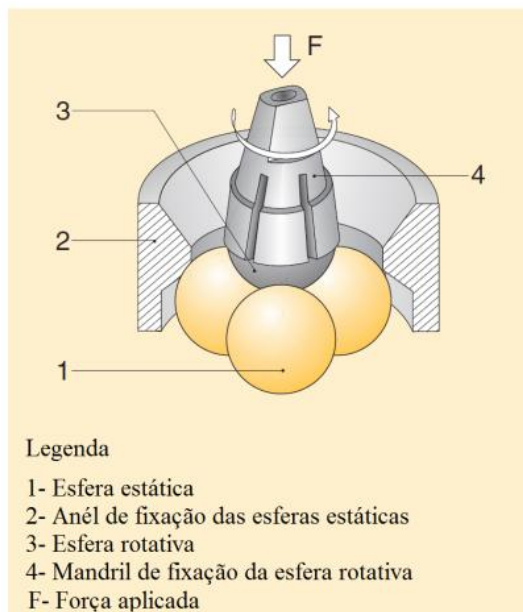
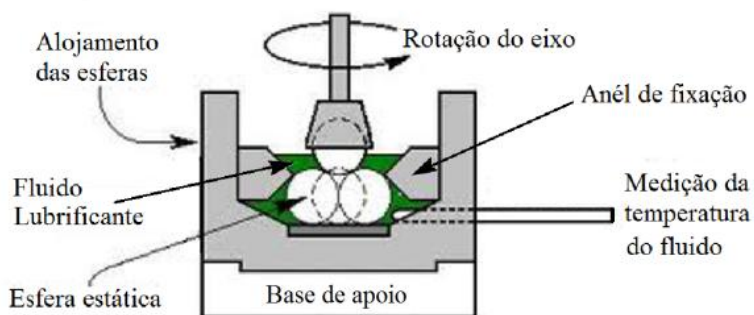


Figura 14: Elementos de uma máquina de quatro esferas.



Figura 15: Exemplo de máquina de quatro esferas.

O lubrificante a ser testado é introduzido no alojamento das esferas estacionárias que são produzidas com aço utilizado na fabricação de rolamentos, especialmente tratado para ter alta dureza e qualidade da superfície, além de criterioso rigor dimensional. A frequência rotacional é a exigida pelas normas seguidas nos ensaios. A carga pode ser aplicada progressivamente, de forma contínua ou descontínua e com magnitude de acordo com a finalidade de medição e o método aplicado.

A partir da análise cinemática da máquina de quatro esferas, pode-se observar que o movimento relativo entre as esferas é de deslizamento, o que é considerado uma limitação na utilização deste tipo de máquina, pois não abrange os mecanismos de atrito de rolamento, presentes nos mancais de rolamento e já abordados neste capítulo.

Uma forma de contornar esse problema é utilizar métodos e equipamentos para testar o próprio rolamento em condições de trabalho mais próximas de seu uso.

Nesse sentido, COUSSEAU et al. (2009) apresentaram uma proposta de método direto para determinação do momento de atrito em rolamentos com a utilização de uma máquina de 4 esferas modificada, de modo a ser possível medir o momento de atrito com a montagem de rolamentos comerciais.

No método direto, ou *in line*, um dispositivo de medição de torque é montado de forma alinhada (como um prolongamento) ao eixo

sobre o qual é gerado, ou absorvido, o torque que se deseja medir. Esse método tem como principais vantagens: simplificação do sistema de medição e erros de medição reduzidos.

Com o equipamento desenvolvido, é possível realizar ensaios em frequências rotacionais de até 2500 rpm e cargas axiais que podem chegar a 7000 N. Os valores medidos do momento de atrito do rolamento e da temperatura do porta-rolamento permitem calcular a potência mecânica perdida e o calor dissipado em função das condições de funcionamento e do lubrificante utilizado. A modificação da máquina consiste na substituição das esferas, alojamento e outros componentes auxiliares da máquina de quatro esferas por um porta-rolamento, representado na figura 16. O porta-rolamento é constituído por dois componentes: o eixo superior acionado pelo eixo da máquina, onde é montada a pista interior (ou superior) do rolamento, e o anel inferior que mantém imóvel a pista exterior (ou inferior) do rolamento, além de ser o meio de ligação do porta-rolamento a um transdutor de torque. O porta-rolamento é instrumentado com 4 termopares para medição da temperatura em 4 locais diferentes: o banho de óleo (I), as paredes lateral interior (II), exterior (IV) e superior (III) do porta-rolamento.

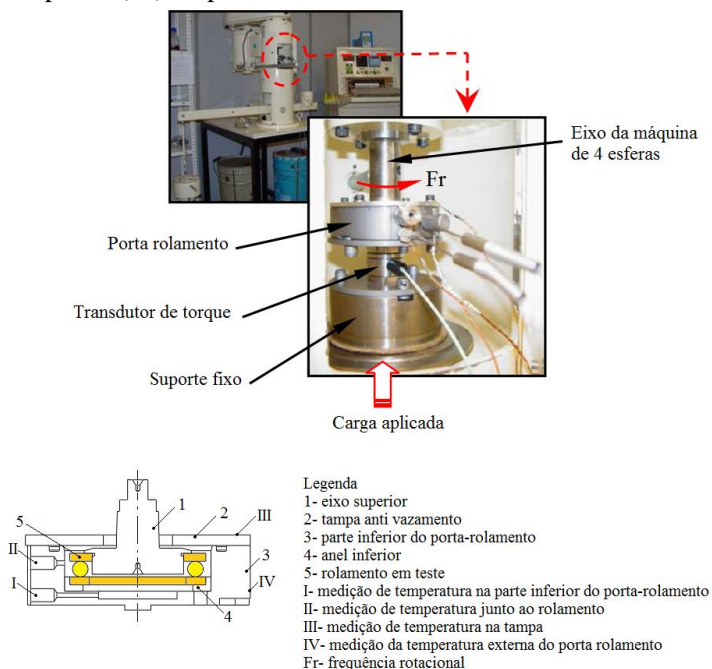


Figura 16: Máquina de quatro esferas modificada.

Com as alterações é possível a montagem de vários tipos de rolamentos, lubrificados com óleo ou graxa, mais especificamente, rolamentos axiais de esferas, de contato angular e de rolos cônicos. No entanto, não permite testes em rolamentos radiais.

Um equipamento que possibilita ensaios para medição do torque resistivo em mancais de rolamento radiais foi apresentado por IQBAL et al. (2013) em seu trabalho de verificação e atualização de modelos de cálculo de perdas por atrito em rolamentos de agulha (figura 17).

Esse equipamento trabalha pelo método indireto, ou de medição de torque pela força de reação, que se baseia na terceira Lei de Newton: “Para cada ação há uma reação de mesma intensidade e sentido oposto”.

Dessa forma, para medir o torque aplicado a um eixo, um sensor de força é fixado ao mancal desse eixo por meio de um braço de alavanca para medir a força de reação exercida pelo mancal. Essa força gera um torque que compensa o torque do eixo e impede a rotação do mancal. Este método apresenta uma complexidade superior ao método direto e é mais sensível a variações no alinhamento ao longo do tempo, além da possibilidade de ocorrerem variações nas dimensões do braço de alavanca resultantes de alterações de temperatura, devendo essas variações ser consideradas para evitar erros de medição. Além disso, este método não é adequado para testes dinâmicos por causa das massas e acelerações envolvidas.



Figura 17: Equipamento para ensaios de rolamentos radiais (IQBAL et al., 2013).

A figura 18 mostra uma representação esquemática com a configuração desse equipamento. Ele é constituído por um motor de corrente alternada (1) que rotaciona, através de um acoplamento elástico (2), o eixo (3) onde o rolamento de ensaio (4) está afixado. O rolamento de

teste é acoplado a um alojamento rígido (5) que se situa entre dois mancais de apoio (6) e é suportado por um apoio hidrostático (7) que permite o movimento de rotação do alojamento. A carga radial é aplicada ao rolamento de ensaio por intermédio de um cilindro hidráulico (8) que atua sobre esse apoio hidrostático. Para medir o torque resistivo, o equipamento mede a força de reação exercida por uma célula de carga (9) que está acoplada a um sistema de alavancas (10) fixado ao alojamento do rolamento, permanecendo o sensor de força estático em relação ao sistema. A frequência rotacional é controlada por um conversor de frequência, o que permite testar os rolamentos em faixas de rotação variadas. Também é feito o monitoramento da temperatura do rolamento de teste e dos principais componentes da bancada de testes através de sensores de temperatura (11). O equipamento ainda conta com um sistema de aquisição e controle de sinais (12).

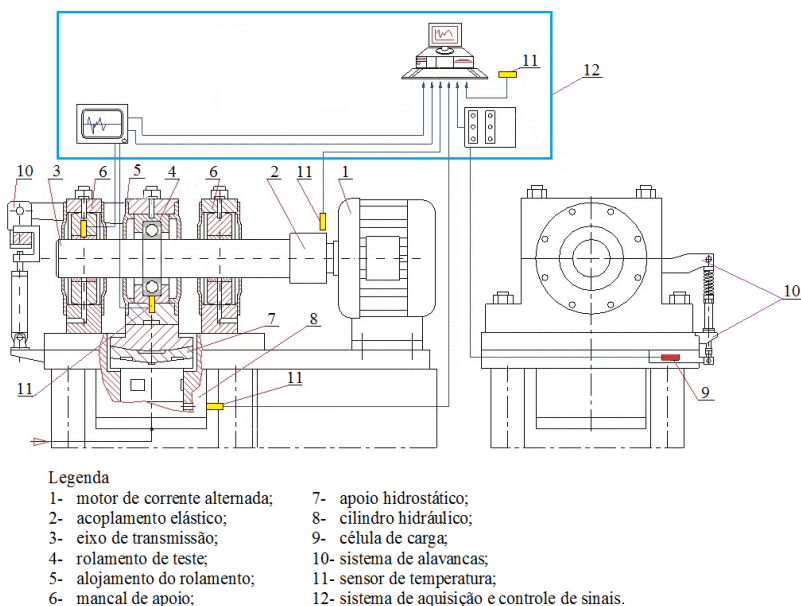


Figura 18: Representação esquemática de equipamento para ensaios de rolamentos radiais (IQBAL et al., 2013).

De uma forma geral, os procedimentos empregados para a determinação do momento de atrito em rolamentos buscam a caracterização do torque resistivo em diferentes faixas de rotação e intensidades de

cargas¹³ aplicadas ao rolamento, fazendo um levantamento dos resultados de torque medido.

Neste trabalho, os ensaios foram realizados em uma bancada de testes que trabalha pelo método direto, com os rolamentos montados em um motor elétrico e em faixas de rotações condizentes com as características desse motor a fim de se obter as condições de ensaios mais próximas das reais condições de uso dos rolamentos nos ensaios de motores elétricos, sendo apresentado no capítulo seguinte o detalhamento desses ensaios.

¹³ Podem ser cargas axiais, radiais ou uma combinação destas.

3 DESCRIÇÃO DO PROCESSO DE MEDIÇÃO

Os ensaios propostos neste trabalho objetivam evidenciar se há vantagens no uso de rolamentos cerâmicos nos testes de motores elétricos em relação ao uso de rolamentos metálicos. Portanto, faz-se necessária uma comparação de desempenho de um mesmo motor elétrico operando com os diferentes tipos de rolamentos.

Dessa forma, foram utilizados seis pares de rolamentos de uma carreira de esferas, objetos deste estudo, onde dois pares de rolamentos fabricados em aço, sendo um com dupla blindagem e lubrificado com graxa e um segundo sem blindagem e sem lubrificação. Os outros quatro pares de rolamentos avaliados são fabricados em materiais cerâmicos: nitreto de silício (Si_3N_4), carbeto de silício (SiC) e dióxido de zircônio (ZrO_2), este último em dois modelos que se diferenciam apenas pela largura. A figura 19 apresenta as principais características desses rolamentos.

Item	Identif.	Fabric.	Modelo	Dimensões*			Material	Lubríf.
				D	d	L		
1	MT-Z	NSK	6002-Z	32	15	9	Aço	Sem
2	MT-ZZ	NSK	6002-ZZ	32	15	9	Aço	Graxa
3	ZrO ₂ -8mm	VXB	16002 (Kit 8222)	32	15	8	ZrO ₂	Sem
4	ZrO ₂ -9mm	VXB	6002 (Kit 7628)	32	15	9	ZrO ₂	Sem
5	SiC	VXB	6002 (Kit 7685)	32	15	9	SiC	Sem
6	Si ₃ N ₄	VXB	6002 (Kit 7943)	32	15	9	Si ₃ N ₄	Sem

*Dimensões: D (diâmetro externo); d (diâmetro interno); L (largura)

Figura 19: Características dos rolamentos empregados nos ensaios.

O motor utilizado para os testes foi um protótipo do tipo *brushless* DC (BLDC), *sensorless*, de dois pares de pólos, controlado por um conversor de frequência, ambos fabricados e cedidos por um fabricante de compressores de refrigeração. Geralmente, os motores de refrigeração têm seus mancais instalados no bloco do compressor e em outros dispositivos do equipamento de refrigeração, o que impede sua montagem na bancada de ensaios. Através de dispositivos de adaptação (tampas do motor e rolamentos) é possível montar o motor na bancada e realizar os testes sem a interferência dos demais componentes do equi-

pamento. A figura 20 apresenta uma representação esquemática do motor, com seus componentes e posição de montagem.

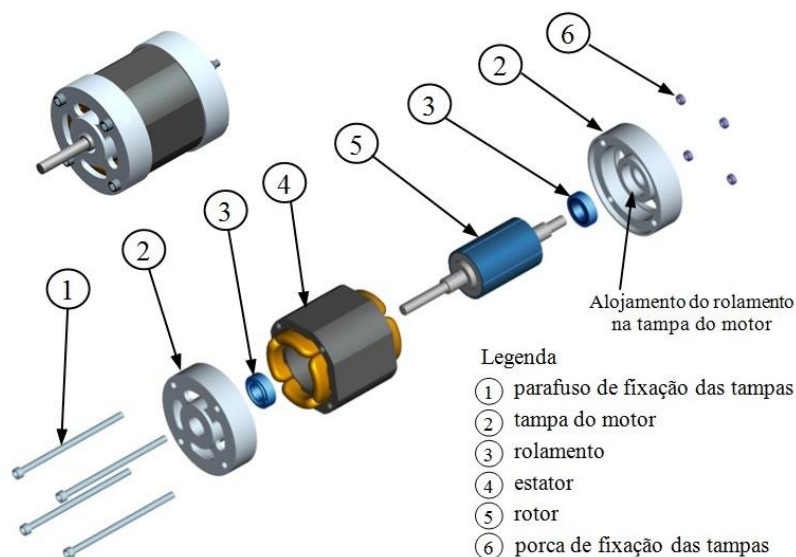


Figura 20: Montagem do motor de testes.

Uma vez que os ensaios foram realizados com a intenção de analisar o comportamento do motor com relação a apenas um de seus componentes (os rolamentos), conhecer o princípio funcional do motor pode garantir que não venham a ocorrer interferências relativas aos demais componentes nos resultados dos ensaios. Tendo isso em mente, no apêndice A é apresentada uma revisão sobre o princípio funcional dos motores *brushless* DC (BLDC) – *sensorless*.

Os ensaios foram realizados na Bancada de Ensaio de Motores Elétricos (BEME), sendo esse um equipamento desenvolvido no Laboratório de Metrologia e Automatização (Labmetro) da Universidade Federal de Santa Catarina.

3.1 INSTRUMENTAÇÃO

A BEME foi desenvolvida por SOUZA NETO (2009) em seu trabalho de mestrado e foi objeto de estudos quanto à medição da potência elétrica por PEREIRA (2010). Através da bancada, é realizada a aquisição dos dados da medição de torque e da frequência rotacional – para a determinação de forma indireta da potência mecânica – e dos sinais de tensão e corrente para o cálculo da potência elétrica. A partir dessas duas potências é possível a determinação do rendimento dos motores ensaiados. A figura 21 apresenta uma representação esquemática da bancada de testes.

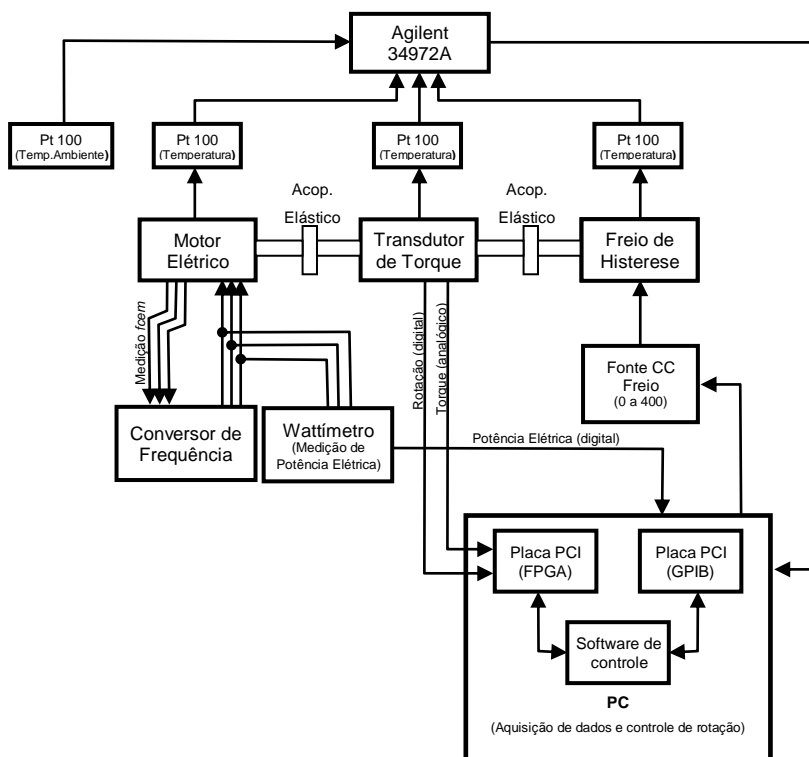


Figura 21: Representação esquemática da bancada (BEME).

A bancada é constituída por três componentes principais (motor elétrico, freio de histerese e transdutor de torque) que se encontram

alinhados e conectados por acoplamentos de alto desempenho. A figura 22 apresenta uma visão geral da BEME evidenciando esses três componentes.

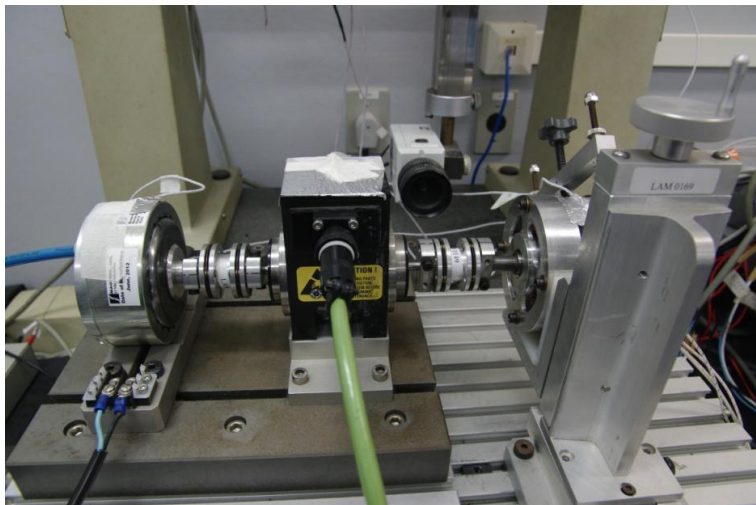


Figura 22: Bancada de ensaios de motores elétricos (BEME)

O transdutor de torque é do tipo *in-line*, acoplado diretamente ao eixo girante e mede o torque pela deformação de seu eixo. O transdutor utilizado na BEME é o modelo TMHS 303 (MAGTROL, 2011) da empresa Magtrol (figura 23), de princípio indutivo capaz de medir essa grandeza sem contato mecânico, com faixa nominal de (0 a 500) mN.m.

O modelo consiste de um transformador diferencial onde as bobinas do primário e do secundário são separadas por dois cilindros de alumínio concêntricos, fixados um de cada lado da zona de deformação do eixo do transdutor (figura 24). Ambos os cilindros têm uma linha de ranhuras coincidentes, dispostas circularmente, que giram com o eixo entre as bobinas. Uma corrente alternada flui através da bobina primária e, enquanto nenhum torque for aplicado, as ranhuras dos dois cilindros não se sobrepõem. Como os cilindros são fabricados de um material não magnético, não ocorre a indução de tensão na bobina secundária e, consequentemente, não é gerado um sinal de saída. Com a aplicação de torque, ocorre uma deformação angular na zona de deformação levando à sobreposição das ranhuras, permitindo assim a passagem do fluxo magnético e gerando uma tensão na bobina do secundário proporcional ao torque aplicado.

O transdutor também possibilita a medição de frequência rotacional através de um encoder embarcado que produz 60 pulsos por revolução, garantindo alta resposta dinâmica (MAGTROL, 2011).



Figura 23: Transdutor de torque Magtrol (MAGTROL, 2011).

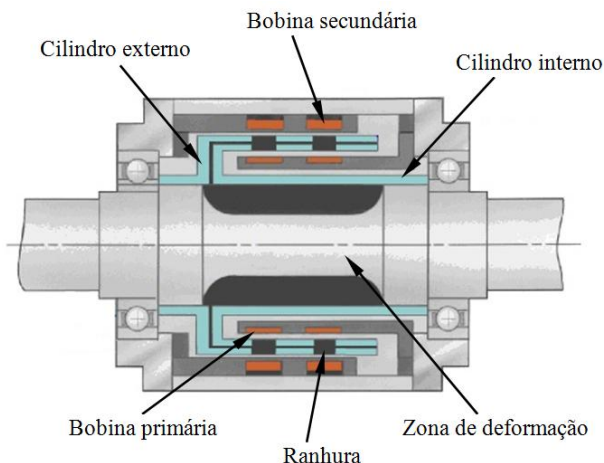


Figura 24: Princípio construtivo do Transdutor de torque (MAGTROL, 2011).

Para a aplicação de carga mecânica é utilizado um freio magnético de histerese alimentado por uma fonte de corrente que permite um

melhor controle de aplicação da carga. O freio utilizado é o modelo AHB-1 (figura 25), também da empresa Magtrol (MAGTROL, 2011), e a fonte de corrente é o modelo GEN 600 1.3, da TDK Lambda (TDK LAMBDA, 2006).

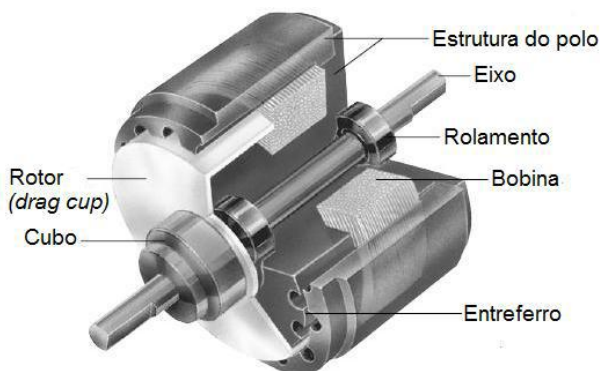


Figura 25: Freio magnético de histerese Magtrol (MAGTROL, 2010).

O acoplamento mecânico entre o motor, o transdutor de torque e o freio de histerese é feito através de acoplamentos do tipo *double flex* da Magtrol (figura 26), que são capazes de compensar desalinhamentos angulares, axiais e radiais, e absorver possíveis vibrações (MAGTROL, 2009).

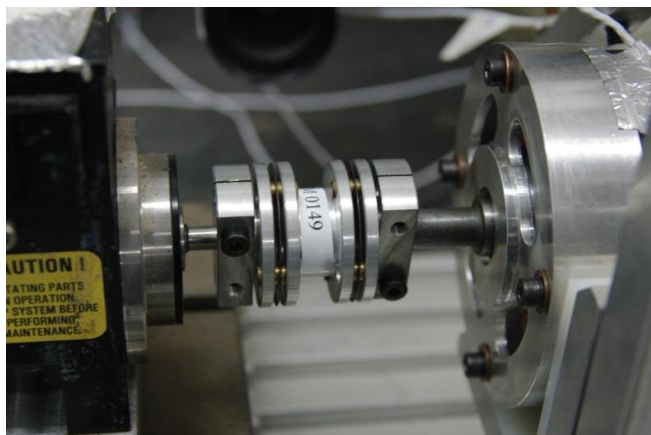


Figura 26: Acoplamento do tipo *double flex* da Magtrol.

Os três componentes (motor, freio e transdutor de torque) estão montados em um sistema de fixação modelo AMF-1 (MAGTROL, 2013), da empresa Magtrol, fixado a uma mesa de granito, mostrado na figura 27.

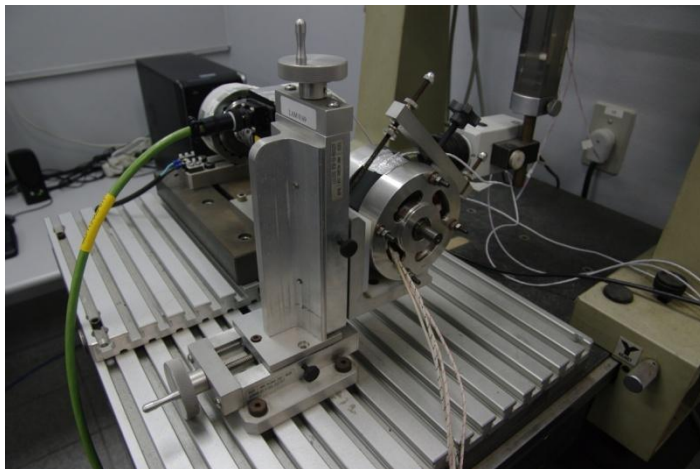


Figura 27: Sistema de fixação Magtrol.

A BEME também possui um sistema de medição de temperatura utilizando transdutores do tipo Pt-100 e uma unidade de aquisição, comutação e registro de dados Agilent 34972A (AGILENT, 2012) para monitorar a temperatura do transdutor de torque, do motor, do freio de histerese e do ambiente.

Para a aquisição de dados e controle do sistema é utilizada uma placa de aquisição da National Instruments, modelo PCI-NI 7831R (NATIONAL INSTRUMENTS, 2004), baseada na tecnologia *field programmable gate array* (FPGA), que permite gravar as rotinas de aquisição e processamento de sinal em hardware, resultando em maior confiabilidade nos resultados. Essa placa realiza a aquisição de dados em modo simultâneo e possui um contador na ordem de 100 MHz, sendo utilizada para o processamento dos sinais do encoder na medição da rotação do motor.

Também é utilizado um wattímetro Yokogawa, modelo WT 230, que é responsável pela medição da potência elétrica, tensão e corrente de saída do conversor de frequência do motor.

Para o controle da fonte de alimentação do freio de histerese e para a transferência e controle de dados do wattímetro, foi utilizada uma placa PCI, também da National Instruments, apresentando uma interface de comunicação (GPIB) entre esses equipamentos.

A aquisição e processamento de sinais, bem como o controle operacional da bancada, é realizado por um software, em LabView, desenvolvido por SOUZA NETO (2009). A bancada ainda conta com um sistema de monitoramento do alinhamento através de imagem, que foi utilizado na montagem e alinhamento do motor elétrico na bancada e também na verificação do alinhamento dos demais componentes.

3.2 PROCEDIMENTO DE ENSAIO

Os ensaios dos motores elétricos foram realizados tomando-se por referência experiências anteriores realizadas na BEME, fazendo-se as devidas adequações necessárias (SOUZA NETO, 2009) (PEREIRA, 2010).

O atrito é um dos principais agentes causadores da dispersão dos resultados nas medições de rendimento em motores elétricos e depende de fatores construtivos, da lubrificação e do material empregado na fabricação dos rolamentos, como descrito no capítulo 2. Outros fatores também podem interferir nos resultados como: montagem dos rolamentos em suas sedes, montagem do motor na bancada de ensaios; e a temperatura de operação dos mancais. Sendo assim, procurou-se realizar os ensaios de forma a evidenciar a influência do torque aplicado, da frequência rotacional, da montagem dos rolamentos e do motor, da lubrificação e do material de fabricação dos rolamentos.

Com relação à lubrificação, na literatura há indicações de que é possível empregar os rolamentos cerâmicos sem lubrificação (POPP; STERNAGEL, 1999). Dessa forma, os mesmos foram testados nessa condição, eliminando-se a perda de carga pelo arrasto viscoso do lubrificante, como discutido no item 2.2.3. Embora essa recomendação não exista para os rolamentos metálicos, o modelo NSK 6002-Z também foi testado dessa forma¹⁴ para se averiguar as diferenças de desempenho entre um rolamento metálico sem lubrificação e os demais modelos.

¹⁴ Apesar desse modelo de rolamento ser, normalmente, utilizado com lubrificante, foram realizados ensaios sem lubrificação para uma análise comparativa com o rolamento metálico lubrificado e verificar que influência o lubrificante exerce sobre as medições. A utilização do rolamento metálico sem lubrificação

Uma vez determinados os modelos de rolamentos a serem avaliados e levantados os fatores que poderiam influenciar nos resultados das medições, foi determinado o procedimento de ensaio que foi realizado em três etapas, cada qual dividida em seis testes.

Os modelos de rolamento foram ensaiados em três etapas distintas, onde, após o término dos ensaios em cada etapa, era feita a desmontagem e remontagem do motor, variando-se a posição de montagem das tampas do mesmo¹⁵. Embora em uso o motor trabalhe em um único sentido de rotação, em cada etapa foram realizados 6 testes, alternando-se entre os sentidos horário e anti-horário de rotação em cada teste, uma vez que foram observadas diferenças entre os resultados obtidos em cada sentido de rotação. Nesses testes, variaram-se a velocidade de rotação e a carga aplicada, sendo adotados 6 pontos de carga e 4 faixas de rotação, procurando uma distribuição relativamente homogênea entre 1600 rpm e 6000 rpm. As cargas foram aplicadas em ordem decrescente a partir da mais elevada, de forma a minimizar o aumento de temperatura do motor, uma vez que, as maiores cargas foram aplicadas no início dos ensaios quando o motor ainda não havia sofrido aquecimento¹⁶.

Nas duas figuras apresentadas a seguir aparecem os valores de rotação e carga nominal (figura 28) e de rotação e potência estimada para a carga nominal (figura 29).

foi possível porque a carga aplicada era baixa e o tempo de ensaio ininterrupto era pequeno.

¹⁵ As tampas, juntamente com o eixo e a carcaça, são os componentes do motor elétrico que garantem o alinhamento do rotor com o estator. Folgas de montagem e limitações nos processos de fabricação desses componentes podem causar desalinhamentos que variam com a posição de montagem dos mesmos.

¹⁶ Durante os ensaios ocorre o aquecimento das bobinas do motor por efeito Joule. Esse aquecimento se propaga por todo o motor, inclusive pelos rolamentos, e é proporcional a corrente elétrica nas bobinas, sendo esta mais elevada em cargas maiores.

Rotação (RPM)	1600	3000	4500	6000
Torque Nominal (mN.m)	100	100	100	100
	200	200	200	200
	250	250	250	250
	300	300	300	300
	400	400	400	400
	500	500	500	500

Figura 28: Pontos de carga nominal.

Rotação (RPM)	1600	3000	4500	6000
Potência mecânica Estimada (W)	16,8	31,4	47,1	62,8
	33,5	62,8	94,2	125,6
	41,9	78,5	117,8	157,1
	50,3	94,2	141,3	188,5
	67,0	125,6	188,5	251,3
	83,8	157,1	235,6	314,1

Figura 29: Potência mecânica estimada para os pontos de carga nominal.

Tanto as faixas de rotação como os pontos de carga foram determinados em comum acordo com técnicos da empresa fornecedora do motor, levando-se em consideração as características técnicas do motor e da bancada de testes.

A representação esquemática do procedimento é apresentada na figura 30 e da sequência dos testes na figura 31.

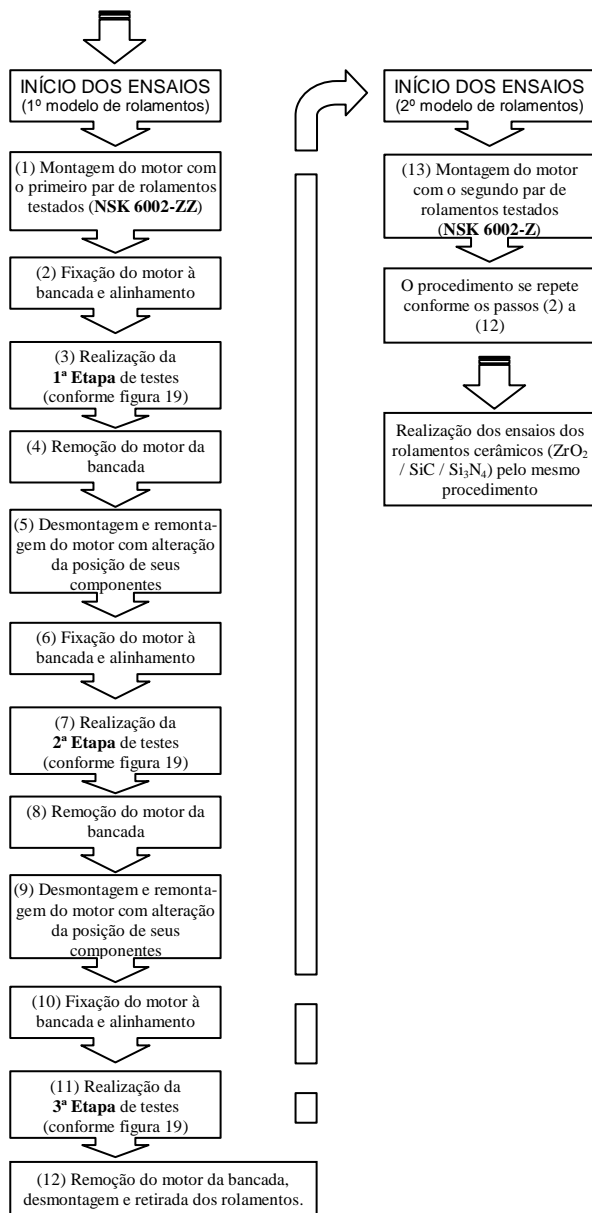


Figura 30: Fluxograma das etapas dos ensaios.

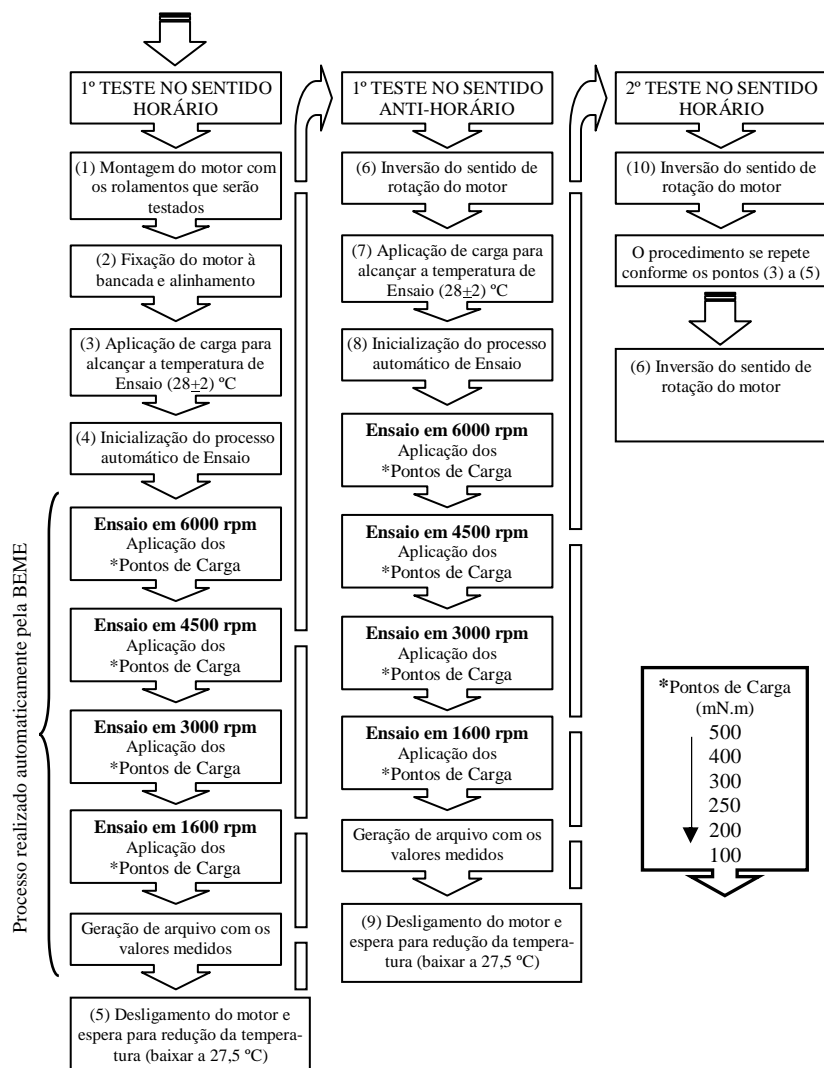


Figura 31: Fluxograma dos testes realizados em cada etapa de ensaios.

Nos procedimentos 4 e 8, do fluxograma da figura 31, o ensaio é realizado automaticamente pela bancada conforme os itens (i) a (v), relatados a seguir:

- i. Ajustar o *setpoint* da rotação do motor para a faixa de teste;
- ii. Iniciar o ensaio com uma série decrescente, indo do ponto de carga mais elevado até o ponto de carga mais baixo na mesma rotação;
- iii. Ajustar o *setpoint* para a faixa de rotação seguinte;
- iv. Repetir os passos ii e iii até a última faixa de rotação;
- v. Gerar arquivo com os valores medidos nos ensaios.

Em cada ponto de carga aplicada, foram adquiridas 10000 amostras do torque aplicado ao motor, sendo a média dessas amostras o valor de uma leitura. Esse procedimento foi repetido 30 vezes e a média dessas repetições é o considerado o valor torque medido no ponto. Para a frequência rotacional, foram feitas o maior número possível de medições para o período de 100 ms, que é o tempo para cada leitura de torque. Dessa forma, é calculada a média das medições do torque e da frequência rotacional em períodos de 3 segundos.

Uma vez determinados os parâmetros a serem analisados, os ensaios foram realizados e passou-se à análise dos resultados.

3.3 ANÁLISE METROLÓGICA DOS ENSAIOS

O rendimento do motor, tanto para os ensaios com os rolamentos metálicos como com os rolamentos cerâmicos, é determinado pela relação entre a potência mecânica exercida pelo motor e a potência elétrica fornecida ao mesmo (equação 2).

$$\eta = \frac{P_{Mec}}{P_{Elet}} \times 100 \quad (2)$$

Onde:

η	rendimento do motor	[%];
P_{Mec}	potência mecânica	[W];
P_{Elet}	potência elétrica	[W].

A medição da potência elétrica é realizada diretamente através do wattímetro WT 230. Já a medição da potência mecânica é feita através da medição da frequência rotacional e do torque do motor que se relacionam conforme indicado na equação 3.

$$P_{Mec} = k. \varpi. T \quad (3)$$

Onde:

P_{Mec}	potência mecânica	[W];
ϖ	frequência rotacional do motor	[rpm];
T	torque do motor	[mN.m].
k	fator de conversão devido à rotação ser medida em rpm e o torque em mN.m	

Sendo assim, a equação (2) pode ser reescrita como (4):

$$\eta = k. \left(\frac{\varpi. T}{P_{Elet}} \right) \times 100 \quad (4)$$

Uma vez feito o equacionamento para o cálculo do rendimento do motor, deve-se agora analisar as incertezas relacionadas às medições.

Para que os resultados das medições apresentem a confiabilidade necessária, é preciso quantificar a qualidade destes de forma a possibilitar sua comparação com outros resultados ou com especificações de normas, por exemplo (INMETRO, 2012). Essa quantificação deve ser feita seguindo métodos reconhecidos e aceitos como capazes de realizá-la de forma correta e inequívoca. Para isso, a avaliação foi baseada no método para a avaliação das incertezas das medições apresentado no “*JCGM 100:2008 Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement - GUM-2008*”, em sua tradução para o português (INMETRO, 2012).

Dessa forma, levantaram-se as incertezas de medição relacionadas aos três parâmetros medidos para a determinação do rendimento do motor: frequência rotacional, torque e potência elétrica. Foram considerados os agentes que poderiam apresentar influência significativa nos resultados, como, por exemplo, a instrumentação e a montagem dos equipamentos na bancada de testes.

3.3.1 Incerteza na medição de potência elétrica

A incerteza de medição da potência elétrica foi determinada considerando-se dois componentes de incerteza, sendo um relacionado às medições realizadas no ponto (Tipo A) e o outro relacionado ao wattímetro utilizado para realizar as medições (Tipo B) (INMETRO, 2012).

A incerteza relacionada ao wattímetro foi determinada através de informações fornecidas pelo fabricante do mesmo (YOKOGAWA METERS & INSTRUMENTS CORPORATION, 2013), sendo esta uma combinação em porcentagens dos valores da leitura e da faixa de medição da potência elétrica que, para a frequência de base do wattímetro (45 a 66) Hz, é dada pela equação 5, sendo válida por três meses após a calibração do instrumento.

$$u_{wat} = \pm(0,1\% \text{ da leitura} + 0,1\% \text{ da faixa de medição}) \quad (5)$$

Como o fabricante não apresenta faixas de medição para a potência elétrica aplicou-se a mesma abordagem de PEREIRA (2010) para a determinação da incerteza da potência. Por esse método, a partir da tensão de alimentação do motor se determina a faixa de tensão em que o wattímetro está trabalhando. A faixa de corrente em que se está operando é conhecida através da equação 6, a partir da qual se determina a corrente em função da potência medida no ponto em análise.

$$i = \frac{P_{Elet}}{V_{Alim}} \quad (6)$$

Onde:

i	corrente elétrica;	[A];
V_{Alim}	tensão de alimentação do motor;	[V];
P_{Elet}	potência elétrica (no ponto em medição).	[W].

Desta forma, a incerteza do wattímetro será o resultado do cálculo da equação 7, sendo a faixa de potência o resultado da multiplicação das faixas de tensão e corrente de operação do wattímetro na medição do ponto.

$$u_{wat} = \pm(0,1\% \text{ da leitura} \\ + 0,1\% \text{ da [faixa de tensão} \\ \times \text{ faixa de corrente]}) \quad (7)$$

Uma vez que a potência está relacionada com a rotação e a carga aplicada ao motor, esse componente de incerteza será pontual, variando para cada ponto de medição.

O wattímetro está em operação desde 2009, e não foi calibrado nesse período. Por esse motivo, deve ser considerada a deriva temporal do mesmo, sendo que esta também foi determinada através de informações fornecidas pelo fabricante do instrumento (YOKOGAWA METERS & INSTRUMENTS CORPORATION, 2013). Por essas informações, a incerteza do wattímetro deve ser acrescida de: $\pm(0,1\% \text{ da leitura} \times 0,5/\text{ano})$. Dessa forma, a deriva temporal do wattímetro, considerando-se os 5 anos decorridos sem calibração do instrumento, será obtida pela equação 8.

$$u_{Dem(W)} = \pm(0,1\% \text{ da leitura} \times 2,5) \quad (8)$$

A título de exemplo, a figura 32 apresenta as faixas de medição de corrente e tensão, os pontos de carga, a potência elétrica medida e as incertezas de medição da potência elétrica para os pontos de um dos ensaios realizados na faixa de rotação de 6000 rpm, que é a mais crítica em termos de níveis de incerteza.

Rotação [rpm]	Pontos de carga [mN.m]	Potência Média [W]	Faixa Tensão [V]	Faixa Corrente [A]	0,1 % Leitura Potência [W]	0,1 % Faixa Potência (Tensão x Corrente) [W]	Deriva Temporal [W]	Fator de divisão*	Incerteza combinada (componentes relacionadas ao wattímetro) [W]
6000	500	355,05	300	2,0	0,36	0,60	0,89	1,73	1,06
	400	287,93	300	1,0	0,29	0,30	0,72	1,73	0,76
	300	221,96	300	1,0	0,22	0,30	0,55	1,73	0,62
	250	188,96	300	1,0	0,19	0,30	0,47	1,73	0,56
	200	156,33	300	1,0	0,16	0,30	0,39	1,73	0,49
	100	92,18	300	0,5	0,09	0,15	0,23	1,73	0,27

*Considerando-se uma distribuição retangular para as componentes de incerteza

Figura 32: Exemplo de cálculo da incerteza das componentes relacionadas ao wattímetro (6000 rpm).

3.3.2 Incerteza na medição da potência mecânica

Assim como a medição de potência elétrica, a medição de potência mecânica se dá de forma indireta, onde a frequência rotacional e o torque do motor são medidos separadamente e relacionados conforme a equação 3. Também há uma fonte de incerteza de medição relacionada com a placa de aquisição de dados empregada na medição do torque. Dessa forma, foram levantadas as contribuições desses componentes de incerteza, conforme descrito no GUM-2008 (INMETRO, 2012) para grandezas de entrada não correlacionadas.

- 1) **Incerteza referente à medição da frequência rotacional:** como descrito em 3.1, a medição da frequência rotacional é realizada através de um *encoder* incorporado ao transdutor de torque e a incerteza associada a ela foi obtida pela calibração do sistema de medição no Laboratório de Metrologia Elétrica da Eletrosul – Centrais Elétricas, laboratório acreditado pela RBC, quando do desenvolvimento da Bancada de Ensaios. Após a análise crítica do certificado de calibração, estimou-se uma in-

certeza expandida de 0,033 rpm para toda a faixa de medição considerada na época (0 a 15000) rpm e fator de abrangência $k = 2$ (SOUZA NETO, 2009).

- 2) **Incerteza referente à placa de aquisição de dados:** as incertezas relativas à placa de aquisição de dados foram levantadas por informações técnicas do fabricante, cujas componentes relevantes para a aplicação na bancada de ensaios são apresentadas na figura 33 (NATIONAL INSTRUMENTS, 2004).

Faixa Nominal [V]		Deriva Temporal [% da leitura]		Incerteza em toda a faixa nominal [mV]
Escala positiva	Escala Negativa	24 horas	1 ano	
+10	-10	0,0496	0,0507	7,78

Figura 33: Componentes de incerteza da placa de aquisição de dados.

A placa é utilizada na aquisição de sinais do transdutor de torque (medição de torque) e do *encoder* do transdutor (medição da frequência rotacional). Com relação à incerteza referente aos sinais do *encoder*, esta já foi considerada quando da calibração do sistema de medição da frequência rotacional. Na determinação da incerteza na aquisição dos sinais do transdutor, deve-se atentar que a placa está sendo utilizada há cinco anos e a deriva temporal da placa será de 0,2535 % da leitura do torque medido. Segundo as informações da figura 21, também se deve considerar uma incerteza de 7,78 mV para toda a faixa nominal da placa. Considerando-se essa faixa e para toda a faixa de medição do transdutor de torque que, segundo o fabricante, é de 200% da faixa nominal, ou seja, 1 N.m (MAGTROL, 2011), essa incerteza da placa será de 0,78 mN.m.

- 3) **Incerteza referente ao transdutor de torque:** da mesma forma que para a medição da potência elétrica, as incertezas na medição de torque estão relacionadas à dispersão dos valores medidos e ao transdutor de torque empregado nas medições. As incertezas relacionadas ao instrumento foram determinadas através de informações fornecidas pelo fabricante (MAGTROL, 2011) que apresenta as fontes de incertezas listadas na figura 34:

Erro combinado (linearidade e histerese):	0,1% da FM
Deriva térmica (na faixa de 10 °C a 60 °C):	0,1% da FM / 10 K
Deriva temporal (considerar 5 anos):	0,05% da FM / ano
Deriva devido à frequência rotacional	0,01% da FM / 1000 rpm

Figura 34: Componentes de incerteza relacionadas ao transdutor de torque.

Com base nesses dados e considerando-se que: o limite superior da faixa nominal é 500 mN.m; a temperatura do transdutor de torque apresentou oscilações com amplitudes próximas a ± 3 °C sobre a temperatura ambiente (25 °C) durante os ensaios; e que transcorreram-se 5 anos sem calibração do equipamento, levantaram-se as incertezas de medição com relação ao transdutor de torque para cada faixa de rotação, conforme a figura 35.

Frequência rotacional	Erro combinado [mN.m]	Deriva térmica [mN.m]	Deriva temporal [mN.m]	Deriva freq. rotacional [mN.m]
6000	0,5	0,5	1,25	0,30
4500				0,25
3000				0,15
1600				0,10

Figura 35: Incertezas relacionadas ao transdutor de torque.

Além das incertezas relacionadas ao torque e a frequência rotacional, também se observou a existência de um erro de *offset* no transdutor, que foi estimado pelo procedimento definido por SOUZA NETO (2009) e descrito a seguir:

- 1) desacoplar o transdutor de torque do motor e do freio magnético;
- 2) aplicar manualmente um torque ou rotação, de forma aleatória, ao transdutor, alternando entre: torque no sentido horário, torque no sentido anti-horário, rotação no sentido horário e rotação no sentido anti-horário (sem ordem definida);
- 3) liberar o transdutor e anotar o valor residual;
- 4) repetir os passos (2) e (3) por 50 vezes.

Esse procedimento foi executado antes e após a realização dos ensaios e o valor do erro de *offset* foi estimado pela média das 100 me-

dições realizadas, que resultou em 1,81 mN.m e com uma incerteza padrão para esse erro de 0,05 mN.m, que não foi considerada nos cálculos por ser muito inferior às demais componentes de incerteza.

3.3.3 Incerteza na medição do rendimento do motor

Para a determinação da incerteza padrão combinada de grandezas não correlacionadas, o guia GUM-2008 (INMETRO,2012) determina que ela será a raiz quadrada positiva da variância combinada, que é dada pela equação 9.

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) \quad (9)$$

Onde:

$u_c^2(y)$	variância combinada da grandeza a ser determinada;
x_i	i-ésima grandeza de entrada;
$u(x_i)$	incerteza padrão da i-ésima grandeza de entrada;
$\frac{\partial f}{\partial x_i}$	derivada parcial da função f em relação à grandeza de entrada X_i .

No presente caso, a função f é dada pela equação 4 e a variância combinada pode ser reescrita como na equação 10.

$$u_c^2(\eta) = \left(\frac{\partial \eta}{\partial T} u(T) \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial \varpi} u(\varpi) \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial P_{Elet}} u(P_{Elet}) \right)^2 \quad (10)$$

Onde:

$u_c^2(\eta)$	variância combinada do rendimento do motor;	[%]
T	torque medido;	[mN.m]
ϖ	frequência rotacional medida;	[rpm]
P_{Elet}	potência elétrica medida.	[W]

Calculando-se as derivadas para a equação 10, teremos a equação 11.

$$u_c^2(\eta) = \left(100k \frac{\varpi}{P_{Elet}} u(T)\right)^2 + \left(100k \frac{T}{P_{Elet}} u(\varpi)\right)^2 + \left(-100k \frac{T \cdot \varpi}{P_{Elet}^2} u(P_{Elet})\right)^2 \quad (11)$$

Dividindo-se a equação 11 pelo quadrado da equação 4, teremos a variância combinada relativa do rendimento do motor. Após as simplificações e manipulações algébricas necessárias, a variância combinada será dada pela equação 12.

$$\frac{u_c^2(\eta)}{\eta^2} = \left(\frac{u(T)}{T}\right)^2 + \left(\frac{u(\varpi)}{\varpi}\right)^2 + \left(-\frac{u(P_{Elet})}{P_{Elet}}\right)^2 \quad (12)$$

Finalmente, a incerteza combinada para a medição do rendimento do motor será fornecida pela equação 13.

$$u_c(\eta) = \pm \sqrt{\eta^2 \left[\left(\frac{u(T)}{T}\right)^2 + \left(\frac{u(\varpi)}{\varpi}\right)^2 + \left(-\frac{u(P_{Elet})}{P_{Elet}}\right)^2 \right]} \quad (13)$$

Devido ao elevado número de ensaios realizados, não será possível apresentar o levantamento das incertezas para todos eles neste trabalho. Sendo assim, será apresentado o cálculo da incerteza de apenas um dos pontos, conforme a figuras 36 a 39, sendo este procedimento aplicado para o cálculo da incerteza dos demais pontos. O ponto escolhido para o exemplo foi o de 500 mN.m, em 6000 rpm, no sentido horário, do terceiro teste da segunda etapa de ensaios (E2T3) do rolamento metálico sem lubrificação (MT-Z), pois os pontos de maiores cargas e rotações apresentam maiores níveis de incerteza absoluta.

Balanço de incertezas - medição da frequência rotacional (500 mN.m/6000 rpm/E2T3/MT-Z/Horário) [rpm]						
Fontes de incerteza		Efeitos sistemát.	Efeitos aleatórios			
Símb.	Descrição	Correção	a	Distrib.	u	v
u_{SMFR}	Certif. Calib. SMFR	-	0,033	Retang.	0,019	∞
$u_m(\omega)$	Incerteza padrão das medições de Freq. Rot. (Tipo A)	-	2,27	Normal	0,41	30
Cc	Correção combinada	-	-	-	-	-
Incerteza combinada (u_c)					0,41	
Graus de liberd. efet. (v_{ef})					∞	
Média corrigida das medições (FR)					5999,27	
Incerteza relativa (u_{rFR})					0,000068	

Figura 36: Balanço de incertezas da medição da frequência rotacional (500 mN.m/6000 rpm/E2T3/MT-Z/Horário)

Balanço de incertezas - medição da potência elétrica (500 mN.m/6000 rpm/E2T3/MT-Z/Horário) [W]						
Fontes de incerteza		Efeitos sistemát.	Efeitos aleatórios			
Símb.	Descrição	Correção	a	Distrib.	u	v
u_{Wat}	Equação de incerteza relacionada ao wattímetro		-	0,95	Retang.	0,55
	0,1% da leitura	0,35				
	0,1% da faixa de medição	0,60				
u_{DtemW}	(0,1% da leitura) x 2,5	-	0,88	Retang.	0,51	∞
$u_m(\text{PE})$	Incerteza padrão das medições da Pot. Elet. (Tipo A)	-	0,13	Normal	0,024	30
Cc	Correção combinada	-	-	-	-	-
Incerteza combinada (u_c)					0,75	
Graus de liberd. efet. (v_{ef})					∞	
Média corrigida das medições (PE)					353,5	
Incerteza relativa (u_{rPE})					0,0021	

Figura 37: Balanço de incertezas da medição da potência elétrica (500 mN.m/6000 rpm/E2T3/MT-Z/Horário).

Balanço de incertezas - medição do torque (500 mN.m/6000 rpm/E2T3/MT-Z/Horário) [mN.m]						
Fontes de incerteza		Efeitos sistemát.	Efeitos aleatórios			
Símb.	Descrição	Correção	a	Distrib.	u	v
u_{EcT}	Erro combinado do transdutor	-	0,50	Retang.	0,29	∞
u_{DrT}	Deriva térmica do transdutor	-	0,50	Retang.	0,29	∞
u_{DtemT}	Deriva temporal do transdutor	-	1,25	Retang.	0,72	∞
u_{DFrT}	Deriva da frequência rotacional	-	0,30	Retang.	0,17	∞
u_{AQS}	Placa de AQS	-	0,78	Retang.	0,45	∞
$u_{DtemAQS}$	Deriva temporal da placa AQS	-	1,27	Retang.	0,73	∞
u_{Offset}	erro de offset (Tipo A)	1,81	-	Normal	-	100
$u_m(T)$	Incerteza padrão das medições de Torque (Tipo A)	-	0,12	Normal	0,023	30
C_c	Correção combinada	1,81	-	-	-	-
Incerteza combinada (u_c)					1,2	
Graus de liberd. efet. (v_{ef})					∞	
Média corrigida das medições (T)					498,2	
Incerteza relativa (u_{rT})					0,0024	

Figura 38: Balanço de incertezas da medição do torque (500 mN.m/6000 rpm/E2T3/MT-Z/Horário).

Balanço de incertezas - medição do rendimento do motor (500 mN.m/6000 rpm/E2T3/MT-Z/Horário) [%]		
Fontes de incerteza		Incertezas Relativas
Símb.	Descrição	
u_{rT}	incerteza relativa da medição do torque	0,0024
u_{rFR}	incerteza relativa da medição da frequência rotacional	0,000068
u_{rPE}	incerteza relativa da medição da potência elétrica	0,0021
Soma quadrática das incertezas relativas:		0,000010
Média do rendimento no ponto [%]:		88,85
Incerteza combinada conforme a equação 13 (u_{cRend}) [%]:		0,29
Incerteza expandida (95% / $k=2$) (U_{Rend}) [%]:		0,57

Figura 39: Balanço de incertezas da medição do rendimento do motor (500 mN.m/6000 rpm/E2T3/MT-Z/Horário).

A figura 40 apresenta a composição da incerteza combinada do rendimento do motor no ponto usado como exemplo onde se verifica a grande presença de componentes de incerteza sistemáticos. Como na comparação da diferença entre resultados de medições os valores desses componentes sistemáticos se anulam, as comparações serão feitas com base na repetibilidade e na reprodutibilidade das medições que são representativas da aleatoriedade dos resultados. Não obstante, em trabalhos futuros, onde a análise de resultados não envolva a comparação pela diferença mas diretamente pelas medições, deve-se levar em consideração a necessidade de calibração dos instrumentos a fim de se Eliminar e/ou reduzir tais componentes de incerteza.

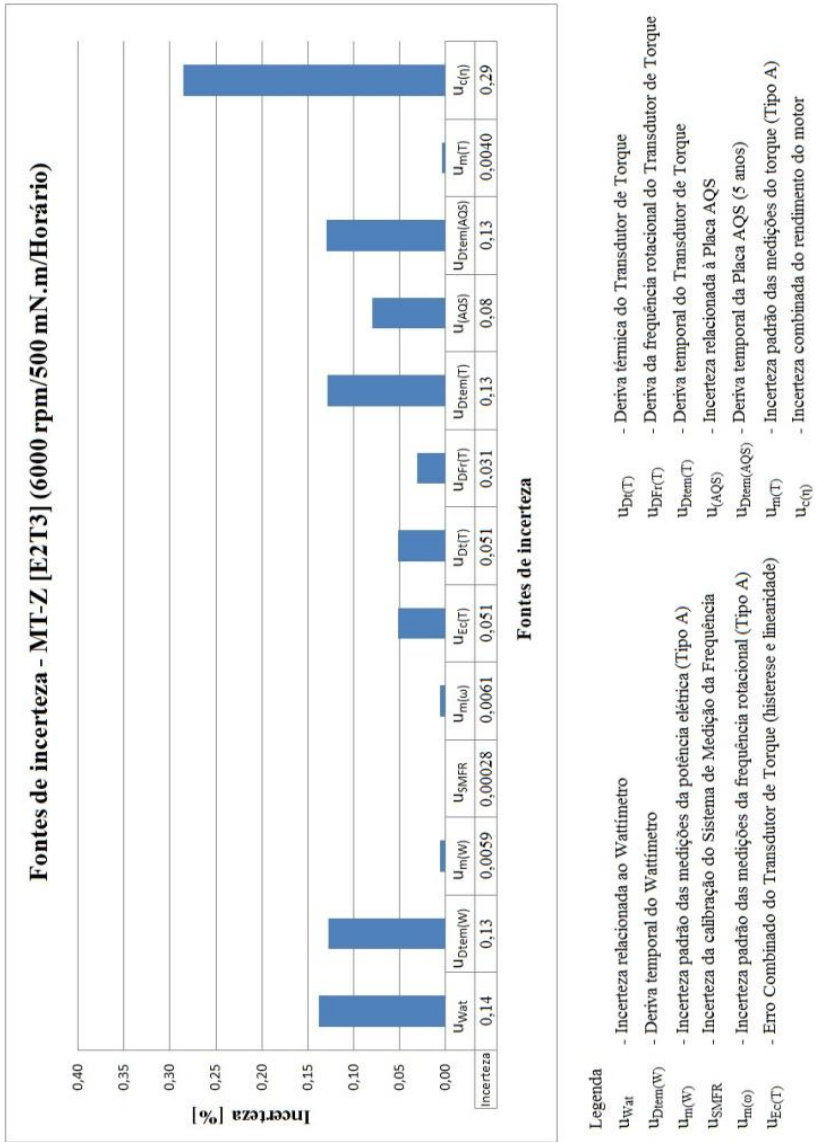


Figura 40: Contribuições das fontes de incerteza (500 mN.m/6000 rpm/E2T3/MT-Z/Horário).

3.3.4 Repetibilidade e reprodutibilidade das medições

Como mencionado anteriormente, além das incertezas, foram analisadas a repetibilidade e a reprodutibilidade das medições realizadas para verificar o comportamento dos rolamentos ensaiados quanto à dispersão dos valores medidos.

Pela definição do GUM-2008 (INMETRO, 2012):

repetibilidade (de resultados de medições).

Grau de concordância entre os resultados de medições sucessivas de um mesmo mensurando, efetuadas sob as mesmas condições de medição. (INMETRO, 2012).

Através da repetibilidade procurou-se detectar a contribuição dos rolamentos para a dispersão dos valores das medições, uma vez que não ocorrem alterações nas condições de medição.

Na análise da repetibilidade das medições, para cada modelo de rolamento, consideraram-se dois testes de uma mesma etapa de ensaios e em um mesmo sentido de rotação. A análise foi feita tanto para o sentido horário como para o anti-horário, em cada ponto de medição e faixa de rotação desses ensaios. A repetibilidade foi determinada através da incerteza padrão das medições do rendimento do motor, conforme descrito por ALBERTAZZI e SOUZA (2008).

$$Re = u_{repet} \cdot t \quad (14)$$

Onde:

Re	repetibilidade das medições;	[%]
u_{repet}	incerteza padrão de medição do rendimento (Tipo A);	[%]
t	coeficiente t de <i>Student</i> para 95% de probabilidade.	[adm]

A incerteza (u_{repet}), que consta da equação 14, refere-se apenas às componentes de incertezas obtidas pela análise estatística das observações (INMETRO, 2012), de forma a evidenciar o comportamento das medições com relação à dispersão de valores. A determinação dessa incerteza segue os mesmos passos do item 3.3.3, considerando apenas as incertezas padrão do Tipo A nas medições da frequência rotacional, do torque e da potência elétrica. Sendo assim, a incerteza para o cálculo da repetitividade é obtida de forma análoga à equação 13.

$$u_{repet} = \sqrt{\eta^2 \left[\left(\frac{u_m(T)}{T} \right)^2 + \left(\frac{u_m(\varpi)}{\varpi} \right)^2 + \left(-\frac{u_m(P_{Elet})}{P_{Elet}} \right)^2 \right]} \cdot t \quad (15)$$

Onde:

u_{repet}	incerteza padrão para cálculo da repetibilidade das medições (Tipo A);	[%]
η	rendimento medido do motor elétrico;	[%]
$u_m(T)$	incerteza padrão das medições de torque (Tipo A) – dois testes da mesma etapa;	[mN.m]
T	torque medido;	[mN.m]
$u_m(\varpi)$	incerteza padrão das medições de freq. rotacional (Tipo A) – dois testes da mesma etapa;	[rpm]
ϖ	frequência rotacional medida;	[rpm]
$u_m(P_{Elet})$	incerteza padrão das medições de potência elétrica (Tipo A) – dois testes da mesma etapa;	[W]
P_{Elet}	potência elétrica medida;	[W]
t	coeficiente t de <i>Student</i> para 95% de probabilidade.	[adm]

Também pela definição do GUM-2008 (INMETRO, 2012):

reprodutibilidade (de resultados de medições).
 grau de concordância entre os resultados das medições de um mesmo mensurando efetuadas sob condições modificadas de medição.
 (INMETRO, 2012).

Por este parâmetro estatístico, pode-se avaliar e quantificar a influência de alterações nas condições de medição que ocorrem normalmente durante a realização dos ensaios e que poderiam afetar os resultados.

Foram consideradas as seguintes alterações durante os ensaios: alteração na posição de montagem dos rolamentos e modificação na posição de montagem das sedes dos rolamentos no motor. Também foram considerados a montagem e o alinhamento do motor na bancada de testes. Não foi considerada a influência do operador na realização dos testes, pois estes foram realizados de forma automática e o alinhamento do motor na bancada é conseguido com o auxílio de um sistema de monitoramento, o que minimiza a influência do operador nos resultados.

A reprodutibilidade das medições foi levantada para cada modelo de rolamento, consideraram-se dois testes de duas etapas de ensaios

distintas e em um mesmo sentido de rotação. Como para a repetibilidade, a análise foi feita tanto para o sentido horário como para o anti-horário, em cada ponto de medição e faixa de rotação desses ensaios. Também foi determinada através da incerteza padrão das medições do rendimento do motor, conforme descrito por ALBERTAZZI e SOUZA (2008).

$$Rp = u_{repro} \cdot t \quad (16)$$

Onde:

Rp	reprodutibilidade das medições;	[%]
u_{repro}	incerteza padrão de medição do rendimento (Tipo A);	[%]
t	coeficiente t de <i>Student</i> para 95% de probabilidade.	[adm]

Assim como descrito anteriormente para a determinação da incerteza padrão para cálculo da repetibilidade das medições, a incerteza u_{repro} também foi calculada considerando-se as incertezas obtidas pela análise estatística das observações e através da equação 17.

$$u_{repro} = \sqrt{\eta^2 \left[\left(\frac{u_m(T)}{T} \right)^2 + \left(\frac{u_m(\omega)}{\omega} \right)^2 + \left(-\frac{u_m(P_{Elet})}{P_{Elet}} \right)^2 \right]} \cdot t \quad (17)$$

Onde:

u_{repro}	incerteza padrão para cálculo da reprodutibilidade das medições (Tipo A);	[%]
η	rendimento medido do motor elétrico;	[%]
$u_m(T)$	incerteza padrão das medições de torque (Tipo A) – dois testes de etapas distintas;	[mN.m]
T	torque medido;	[mN.m]
$u_m(\omega)$	incerteza padrão das medições de freq. rotacional (Tipo A) – dois testes de etapas distintas;	[rpm]
ω	frequência rotacional medida;	[rpm]
$u_m(P_{Elet})$	incerteza padrão das medições de potência elétrica (Tipo A) – dois testes de etapas distintas;	[W]
P_{Elet}	potência elétrica medida;	[W]
t	coeficiente t de <i>Student</i> para 95% de probabilidade.	[adm]

Com base nas medições realizadas e com as incertezas calculadas conforme exposto neste capítulo, foi feita a análise dos resultados dos ensaios que serão apresentadas no capítulo 4.

4 ANÁLISE DOS RESULTADOS DOS ENSAIOS

Inicialmente, pode-se fazer uma avaliação qualitativa com relação aos rolamentos cerâmicos testados, uma vez que os mesmos apresentaram sinais evidentes de desgaste já nos primeiros testes (ruído, irregularidade e sinais de travamento quando em rotação livre). Em particular, os rolamentos de zircônia (ZrO_2) se deterioraram de tal forma que, ao final da primeira etapa de testes, os dois modelos (de 9 mm e 8 mm de largura) apresentaram danos significativos que impediram a continuidade dos testes com estes, uma vez que os mesmos não apresentavam mais condições de uso. Dessa forma, as análises de resultados para os rolamentos de zircônia não foram realizadas, pois os dados coletados durante os ensaios não eram confiáveis. Os outros dois modelos (SiC e Si_3N_4) se mostraram mais resistentes e foi possível concluir as três etapas de medições previstas.

Também se constatou que alguns dados obtidos nas medições destinados à determinação de repetibilidade e reprodutibilidade não apresentavam um comportamento aleatório. Para a verificação da extensão do problema, foram feitos testes de hipótese sobre a distribuição de frequência dos dados, conforme descrito por MONTGOMERY e RUNGER (2003) para se verificar se esta seguia uma distribuição normal. Esses testes foram realizados sobre os resultados do rendimento calculado, considerando-se os valores médios das 30 medições realizadas por ponto de torque aplicado em cada ensaio, ou seja, foram testados, individualmente, cada ponto de medição. Também foi realizado o teste considerando-se cada uma das etapas de ensaio, separadamente para cada sentido de rotação, avaliando-se o valor médio e os desvios padrões dos 90 pontos que compõe uma etapa de ensaios. No apêndice B são apresentados os resultados desses testes que evidenciam um comprometimento de boa parte dos resultados. Esse fato comprometeu a análise dos resultados, principalmente quanto à reprodutibilidade e repetibilidade das medições.

Sobre as possíveis causas desses resultados, poderia ter ocorrido um comportamento irregular do motor ou da instrumentação de medição do torque, da frequência rotacional e da potência elétrica. Com relação à instrumentação, havia a possibilidade do tempo de *warm up* ter sido demasiadamente curto, o que provocaria um comportamento irregular dos equipamentos durante os testes. Essa possibilidade não foi confirmada uma vez que o tempo de *warm up* foi de aproximadamente uma hora quando os fabricantes recomendam: 30 minutos para o wattíme-

tro (YOKOGAWA METERS & INSTRUMENTS CORPORATION, 2013), 15 minutos para a placa AQS (NATIONAL INSTRUMENTS, 2004) e não há recomendação de tempo de aquecimento para o transdutor de torque (MAGTROL, 2011). A outra hipótese levantada era de que o tempo de resfriamento do motor teria sido insuficiente e que a temperatura inicial do mesmo teria sido diferente da prevista, $(28 \pm 2) ^\circ\text{C}$, nos testes que apresentaram resultados não conformes. Embora isso possa ter ocorrido, seria esperado que essas irregularidades ocorressem com mais frequência nos primeiros pontos dos testes, entretanto, elas ocorreram em pontos variados, inclusive apenas nos pontos finais de alguns testes. Dessa forma, não foi possível determinar a causa da não aleatoriedade constatada.

Sendo assim, as análises não foram feitas sobre todos os ensaios como previsto inicialmente, mas apenas em alguns testes que permitiam uma análise mais confiável. A escolha dos testes para análise recaiu sobre aqueles que apresentassem o menor número de pontos comprometidos. No caso do levantamento das curvas de rendimento do motor, foi considerado apenas o teste de hipótese para o ponto, pois foi selecionado somente um testes isolado, para cada tipo de rolamento, não havendo comprometimento em relação à não conformidade do teste por etapas.

Outra consideração a ser feita é que serão realizadas análises sobre parâmetros cujos resultados apresentam valores com ordens de grandeza diferentes e que não podem ser avaliados conjuntamente. Esses parâmetros são: o rendimento do motor com cada modelo de rolamento; a diferença entre os rendimentos do motor com o rolamento MT-Z e os demais modelos; a repetibilidade e reprodutibilidade das medições. Dessa forma, serão apresentados os resultados de forma a facilitar a análise e visualização desses parâmetros.

Sendo assim, para o levantamento das curvas de rendimento do motor foram realizadas as análise das sequências apresentadas na figura 41, onde a letra E indica a etapa em que o teste foi realizado e a letra T indica a ordem do teste.

Rolamento	Horário		Anti-horário	
	Análise 1	Análise 2	Análise 1	Análise 2
MT-Z	E3T1	E2T3	E3T1	E2T1
MT-ZZ	E3T3	E2T2	E3T2	E3T3
SiC	E3T2	E1T3	E3T3	E1T2
Si3N4	E2T2	E3T2	E2T1	E3T3

Figura 41: Testes analisados no levantamento das curvas de rendimento do motor.

A seguir são apresentadas as curvas de rendimento em (6000 e 1600) rpm, levantadas para os 4 pares de rolamentos ensaiados e seguindo os testes da figura 41. Como se verificou que o comportamento do motor com relação ao rendimento tem uma relação direta com a faixa de rotação em que ele trabalha, optou-se por apresentar a análise nas rotações extremas das faixas em que os ensaios foram realizados, de forma a deixar mais evidente esse comportamento. Entretanto, todos os pontos foram analisados e no apêndice C são apresentadas todas as curvas de rendimento levantadas para esses testes para verificação dos resultados.

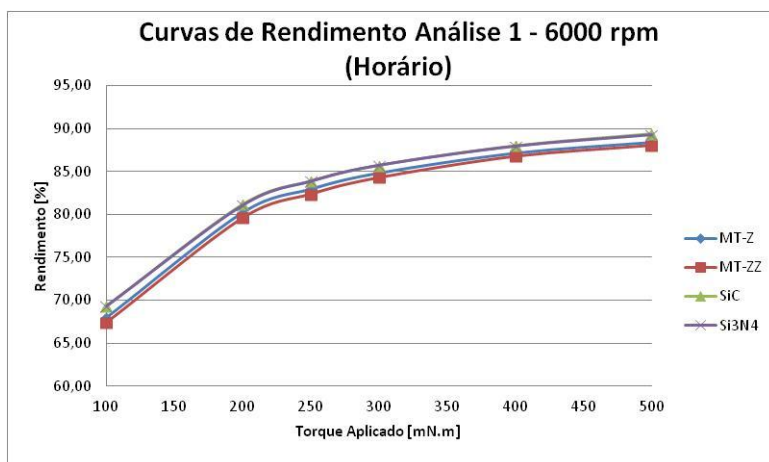


Figura 42 – Curvas de rendimento do motor (Análise 1 – 6000 rpm / Sentido horário).

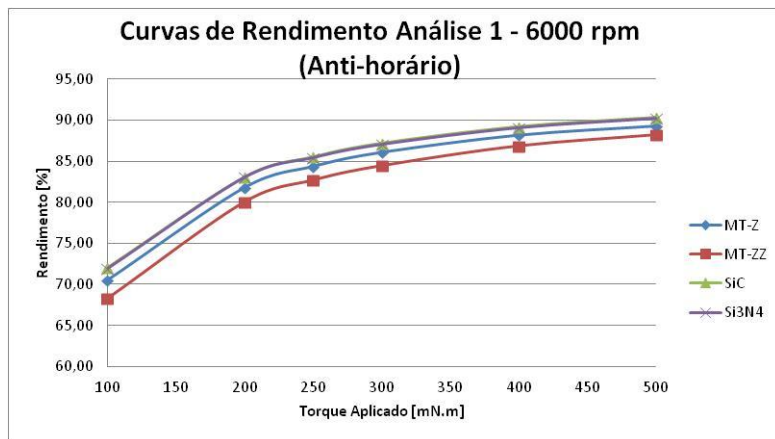


Figura 43 – Curvas de rendimento do motor (Análise 1 – 6000 rpm / Sentido anti-horário).

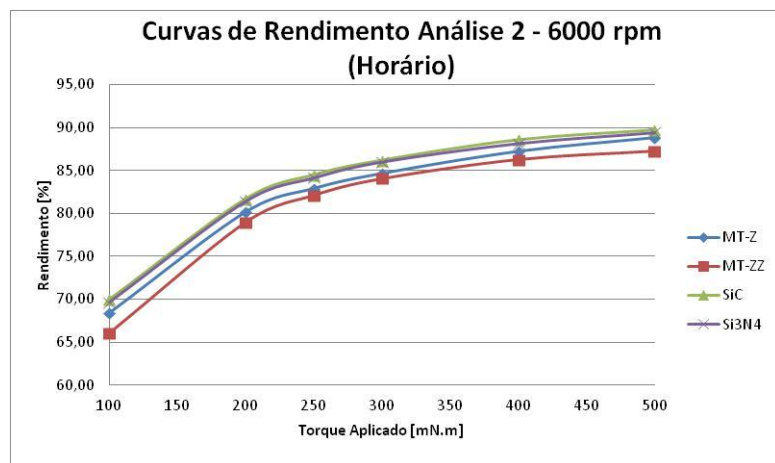


Figura 44 – Curvas de rendimento do motor (Análise 2 – 6000 rpm / Sentido horário).

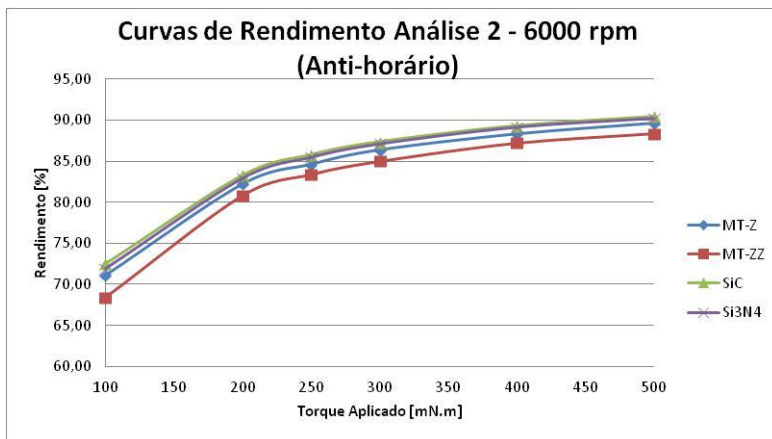


Figura 45 – Curvas de rendimento do motor (Análise 2 – 6000 rpm / Sentido anti-horário).

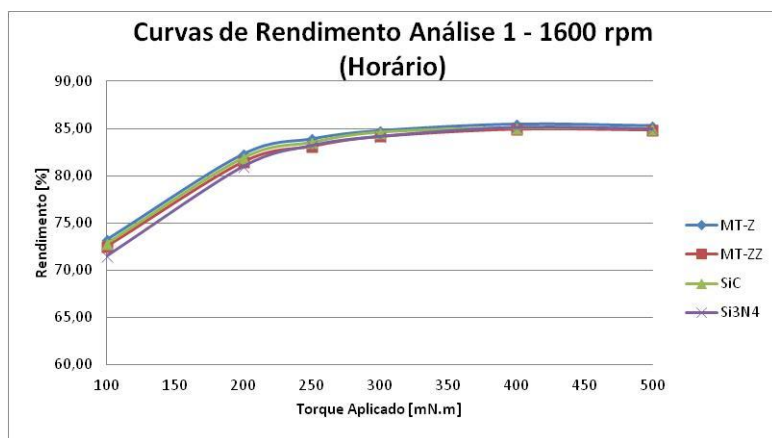


Figura 46 – Curvas de rendimento do motor (Análise 1 – 1600 rpm / Sentido horário).

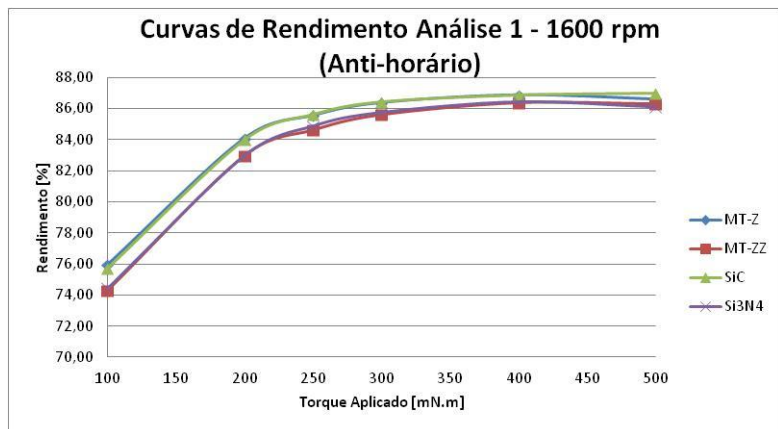


Figura 47 – Curvas de rendimento do motor (Análise 1 – 1600 rpm / Sentido anti-horário).

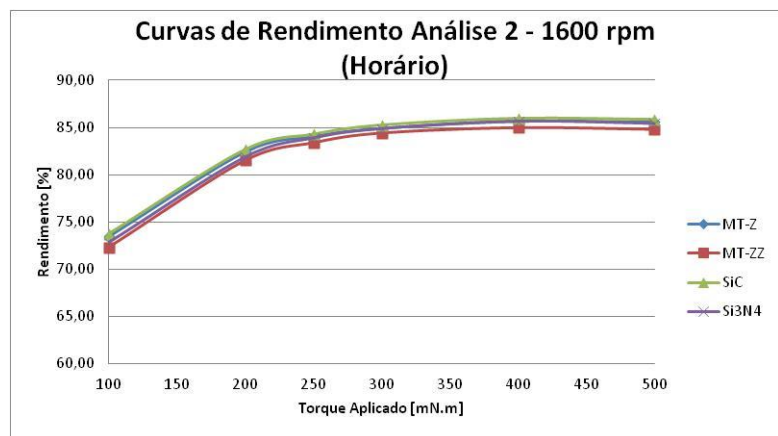


Figura 48 – Curvas de rendimento do motor (Análise 2 – 1600 rpm / Sentido horário).

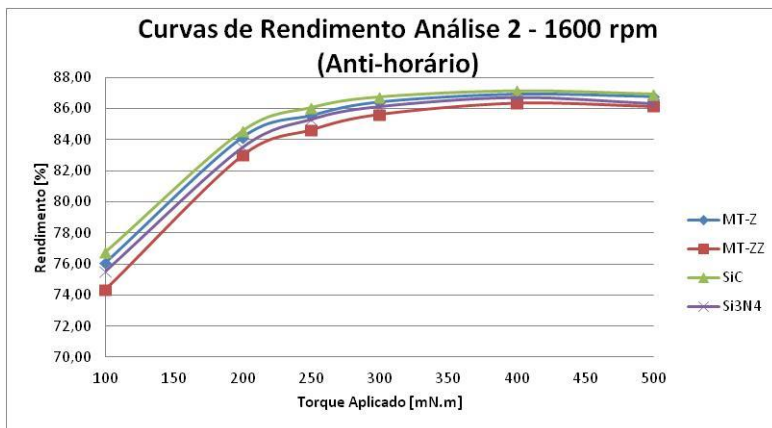


Figura 49 – Curvas de rendimento do motor (Análise 2 – 1600 rpm / Sentido anti-horário).

As figuras de 42 a 45 apresentam as análises para as medições realizadas na faixa de rotação de 6000 rpm, nos sentidos horário e anti-horário. É possível observar que o motor com os rolamentos cerâmicos apresenta um rendimento maior do que quando ensaiado com rolamentos metálicos em todos os pontos de carga. Já nas figuras 46 e 49, em que são analisadas as medições na faixa de 1600 rpm, esse comportamento não é tão evidente. Esta situação se repete para o sentido anti-horário e a diferença entre rendimentos se reduz gradualmente à medida que a rotação decai (ver apêndice C). Constata-se que as propriedades superiores atribuídas aos rolamentos cerâmicos são mais pronunciadas em rotações mais elevadas, quando o atrito se apresenta de forma mais intensa.

Os dados apresentados nas figuras 43, 44, 45 e 49 mostram uma diferença perceptível entre o rolamento metálico lubrificado com graxa (MT-ZZ) e os demais modelos. Esse comportamento se apresentou na maioria das medições realizadas (ver apêndice C), com mais intensidade em rotações mais elevadas, e ocorre devido ao arrasto viscoso provocado pelo lubrificante, como exposto em 2.2.3. Este efeito foi o que se procurou evidenciar ao se testar o par de rolamentos lubrificados com graxa.

Da mesma forma que para o levantamento das curvas de rendimento do motor, para a determinação da repetibilidade e da reprodutibilidade das medições foram escolhidos os pares de testes que apresentassem o menor número possível de pontos não conformes com o teste de

hipótese de distribuição de frequência. Sendo assim, para cada modelo de rolamento, na análise da repetibilidade foram selecionados dois testes pertencentes à mesma etapa e para a reprodutibilidade dois testes de etapas diferentes. Os testes selecionados para análise são apresentados na figura 50 e 51.

Rolamento	Horário		Anti-horário	
	E3T1	E3T3	E2T1	E2T3
MT-Z	E3T1	E3T3	E2T1	E2T3
MT-ZZ	E3T1	E3T3	E3T2	E3T3
SiC	E1T2	E1T3	E1T3	E1T2
Si3N4	E1T1	E1T2	E2T1	E2T2

Figura 50: Testes selecionados para análise da Repetibilidade das medições.

Rolamento	Horário		Anti-horário	
	E3T1	E1T1	E3T1	E2T3
MT-Z	E3T1	E1T1	E3T1	E2T3
MT-ZZ	E3T3	E1T3	E2T1	E3T3
SiC	E1T3	E3T2	E1T3	E3T3
Si3N4	E2T2	E3T2	E2T1	E3T3

Figura 51: Testes selecionados para análise da Reprodutibilidade das medições.

As figuras 52 a 55 apresentam, com base nos testes da figura 50, as diferenças entre os rendimentos do motor com os rolamentos MT-Z, SiC e Si3N4 em relação ao rolamento MT-Z (metálico e sem lubrificação) e a repetibilidade das medições, nos pontos de (100 e 500) mN.m e nos dois sentidos de rotação. Da mesma forma, nas figuras 56 a 59 são apresentadas as diferenças de rendimento com relação aos dados da figura 51 e a reprodutibilidade das medições de rendimento. Os resultados para os demais pontos são apresentados no apêndice D.

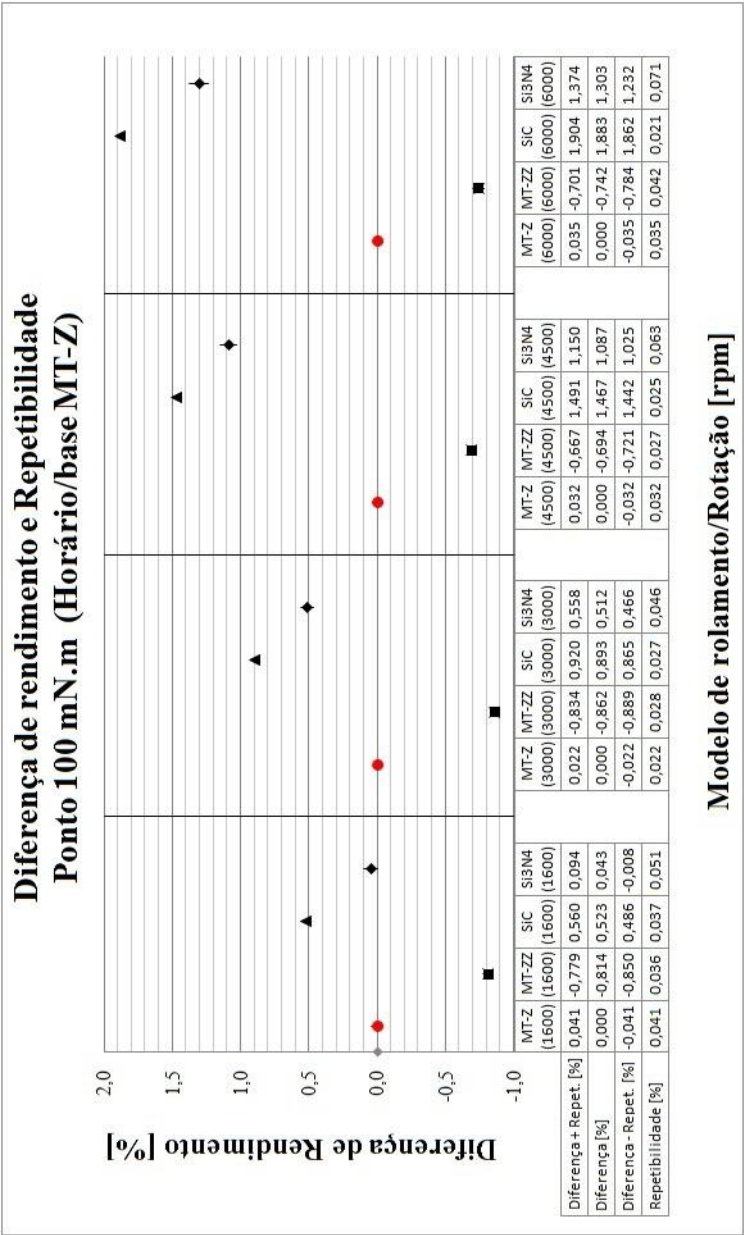


Figura 52: Diferença de rendimento e Repetibilidade – 100 mN.m (Horário).

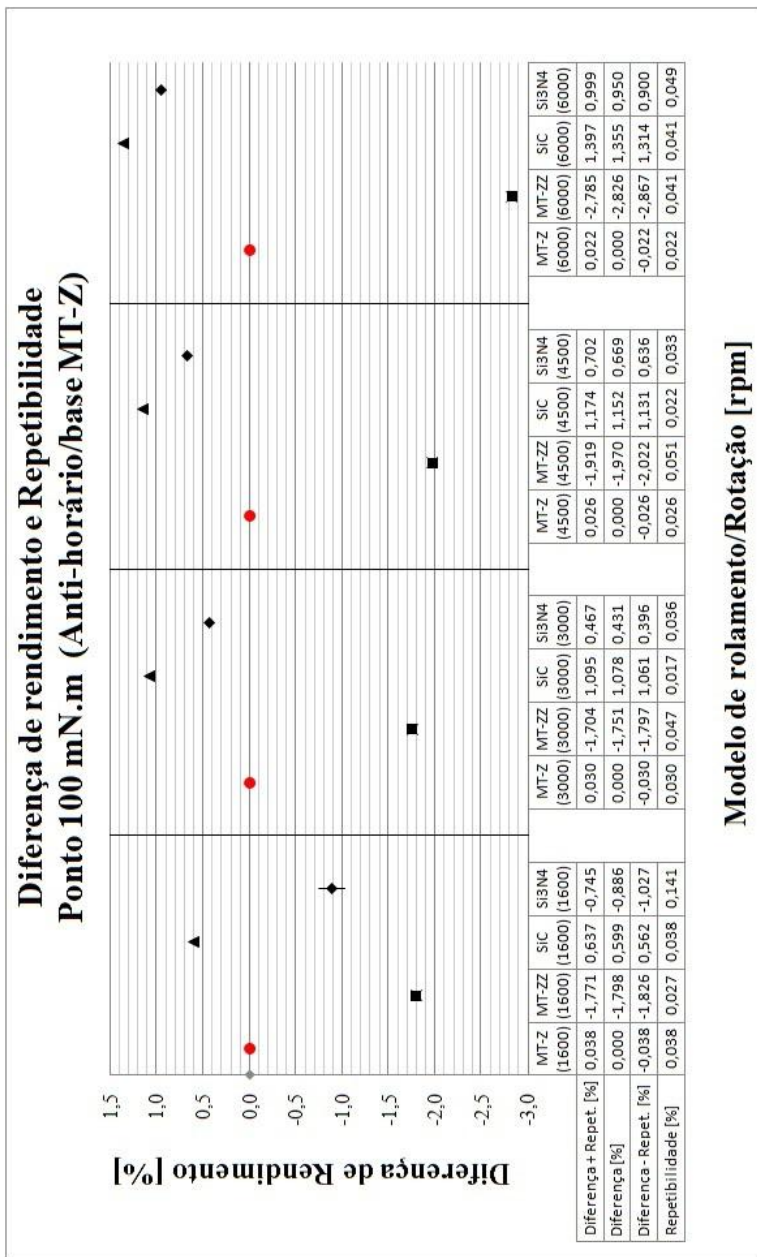
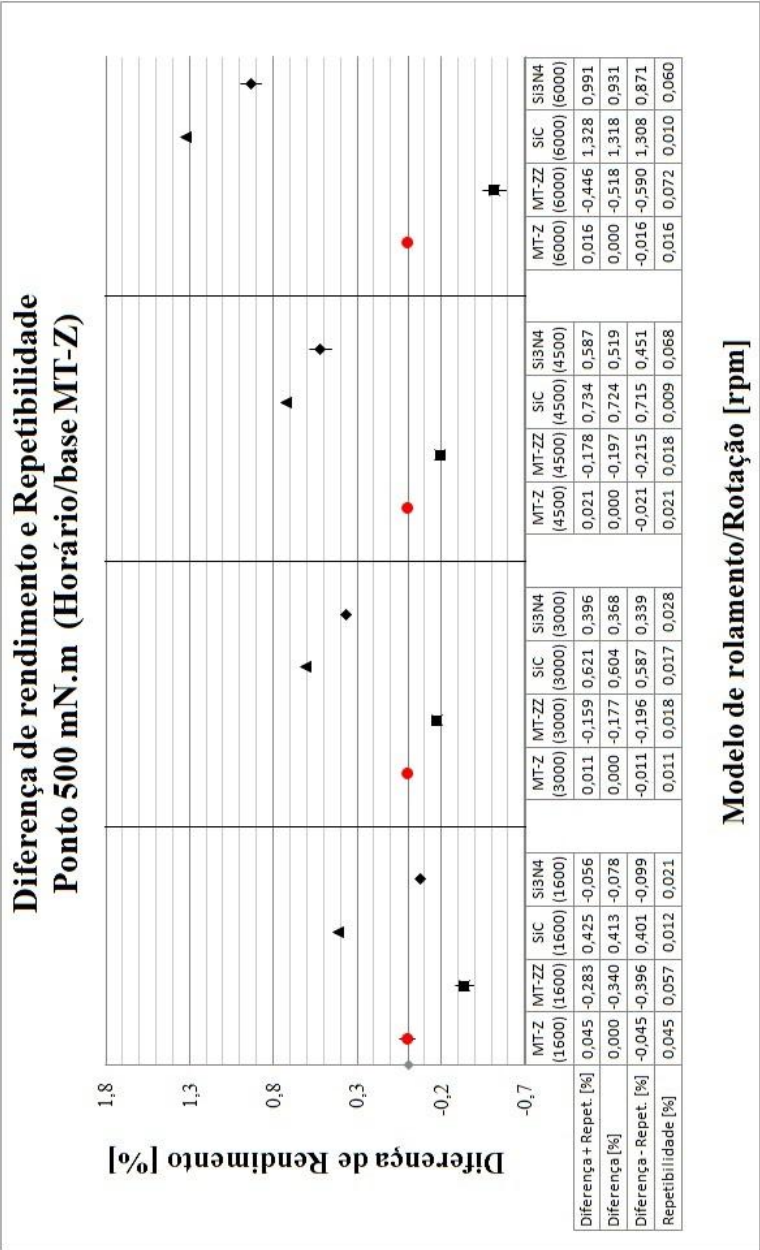
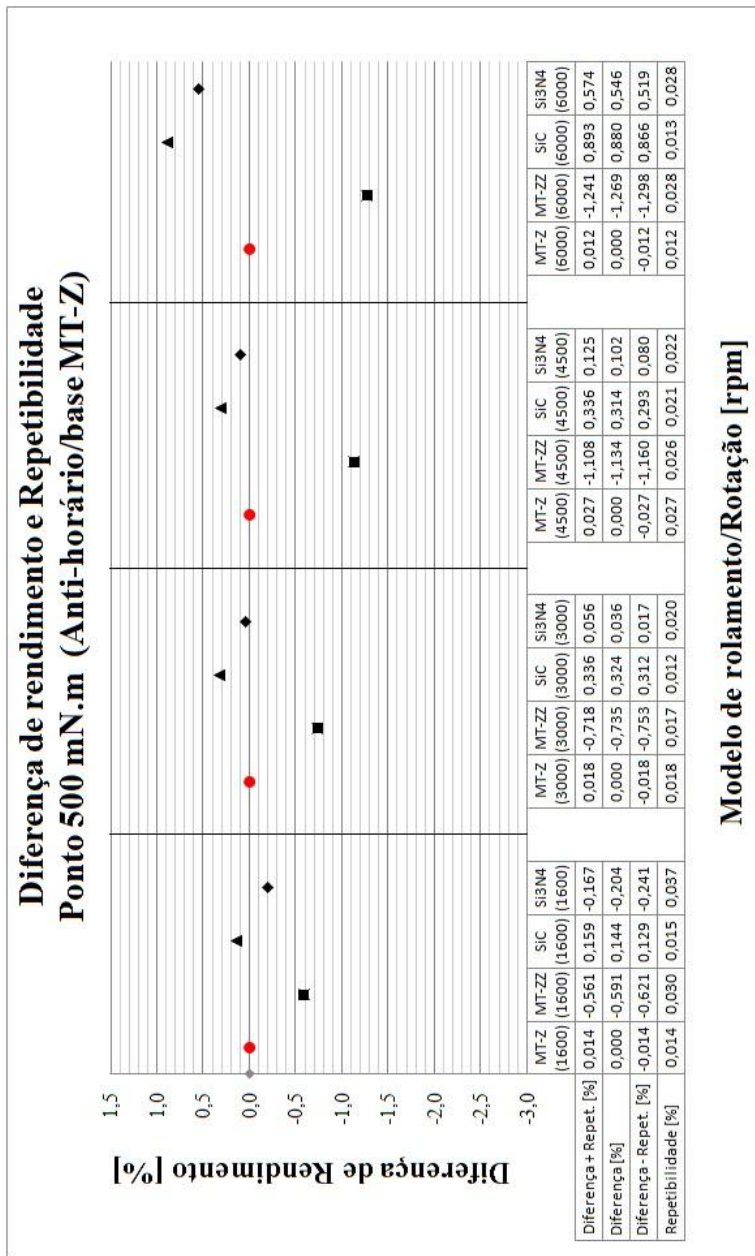


Figura 53: Diferença de rendimento e Repetibilidade – 100 mN.m (Anti-horário).





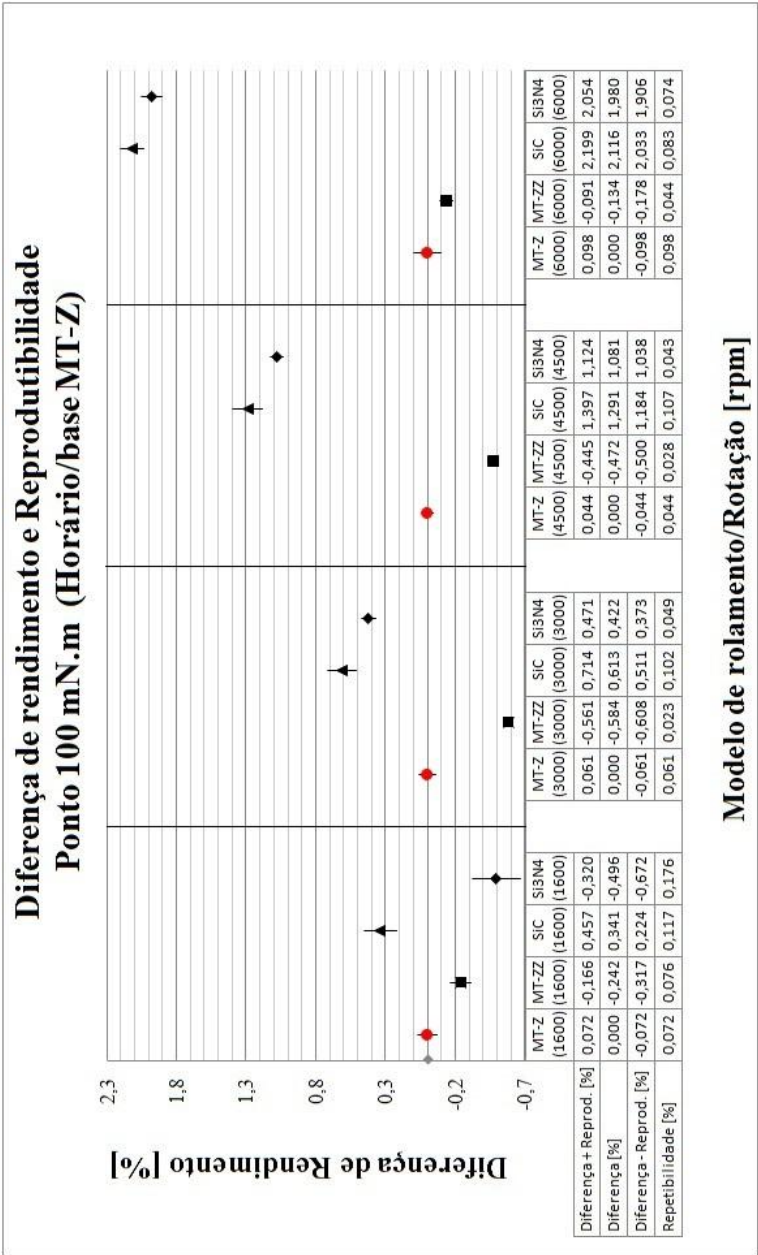
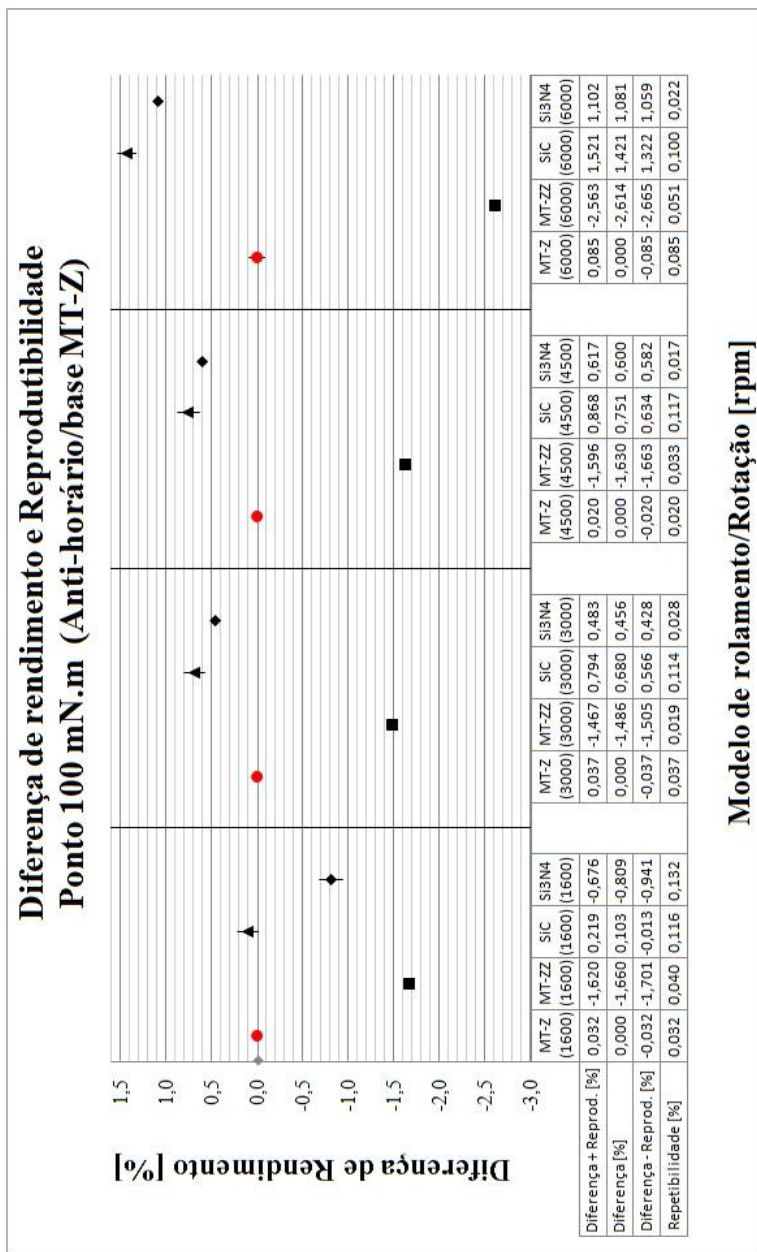
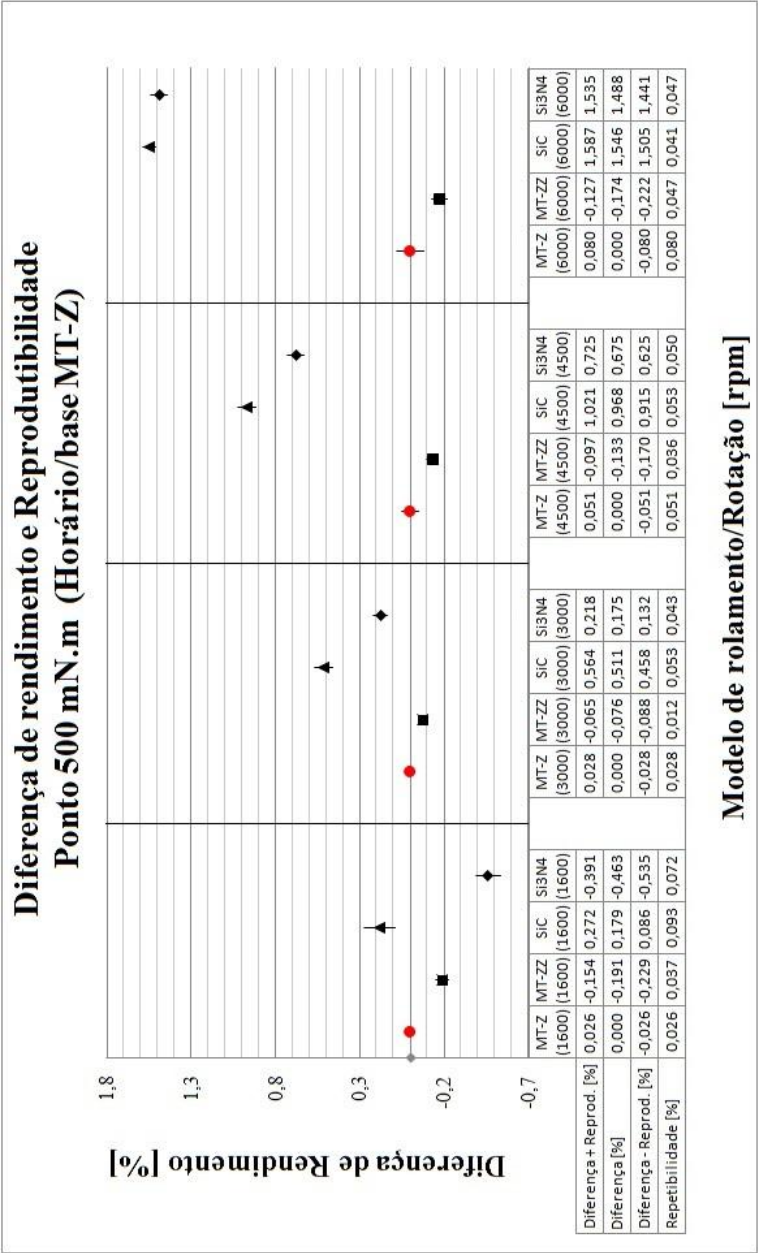
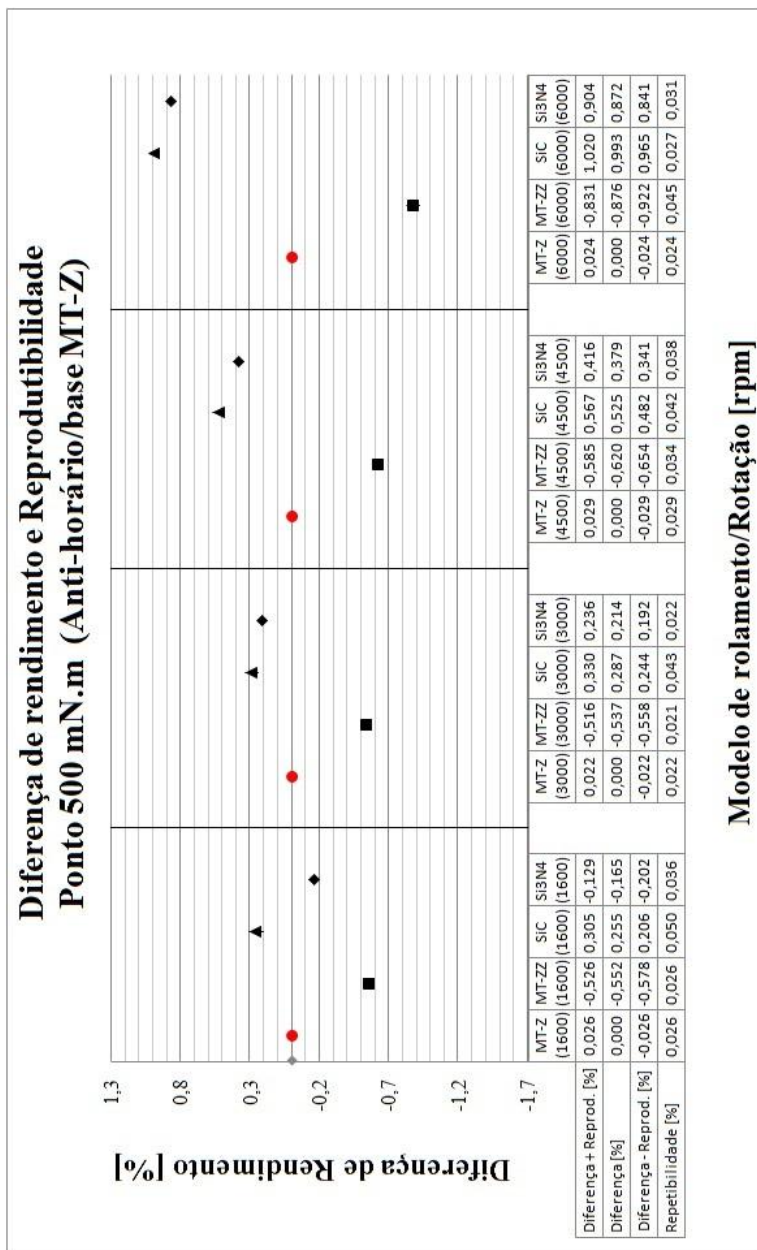


Figura 56: Diferença de rendimento e Reprodutibilidade – 100 mN.m (Horário).







Os resultados da diferença entre os rendimentos do motor com rolamentos cerâmicos e com o rolamento metálico não lubrificado, apresentados nas figuras 52 a 59, deixam mais evidente a influência do arrasto viscoso no rolamento de aço lubrificado e o comportamento do motor com relação ao atrito, que apresenta maior influência com relação à rotação do motor do que com o torque aplicado, uma vez que em baixa rotação, para qualquer ponto de carga, os rolamentos cerâmicos apresentam um rendimento mais próximo ao rolamento metálico sem lubrificação do que em rotação mais alta, onde os rolamentos cerâmicos tem um rendimento superior ao rolamento metálico. Também fica claro que o rolamento de carbeto de silício (SiC) proporciona um melhor rendimento ao motor em função de apresentar propriedades superiores, discutidas em 2.3, na redução do atrito. Em termos numéricos, Quanto ao rolamento de nitreto de silício (Si₃N₄), seu comportamento quanto ao ganho de rendimento do motor é inferior ao de carbeto de silício e em 1600 rpm é inferior ao próprio modelo MT-Z, embora apresente melhores resultados nas demais faixas de rotação.

A título de exemplo, a diferença¹⁷ de rendimento apresentada entre os modelos SiC e Si₃N₄ e o modelo MT-Z, na faixa de 6000 rpm, sentido anti-horário e no ponto de 500 mN.m (figura 55), foram de (0,88 e 0,55) %, respectivamente, o que corresponde a ganhos de potência útil de (3,05 e 1,90) W. Para os mesmos dados, mas no ponto de 100 mN.m, as diferenças foram de (0,60 e -0,89) % e a potência correspondente a essas diferenças são (0,13 e -0,20) W, indicando que o motor teve uma perda de rendimento nesse ponto quando utilizado o rolamento de nitreto de silício. Em termos de potência, o maior ganho ocorreu com o modelo SiC no ponto de 500 mN.m e 6000 rpm (figura 58), com uma diferença de rendimento de aproximadamente 1,55 % e ganho de 5,43 W.

Embora o ganho de rendimento, como a proporcionada pelo rolamento de carbeto de silício, apresente vantagens em testes para a determinação do rendimento de motores, quando se deseja avaliar diferen-

¹⁷ A diferença de rendimento a que o texto se refere é obtida pela subtração do resultado obtido pelo modelo de referência (MT-Z) do obtido pelo modelo a ser comparado. Por exemplo: o rendimento do motor com o modelo SiC (6000 rpm, 500 mN.m, sentido anti-horário) é de 90,452 % que subtraído do rendimento com o modelo MT-Z, que no mesmo ponto foi de 89,573 %, resulta em uma diferença de rendimento de 0,879 % ou, aproximadamente, 0,88 %. Essa mesma forma de cálculo é aplicada para se calcular a diferença entre os resultados de repetibilidade e de reprodutibilidade.

ças de rendimento – como na investigação de pequenas variações de rendimento – a redução na dispersão dos resultados é mais significativa, pois permite medições com menores níveis de incerteza. Desta forma, a análise da repetibilidade e da reprodutibilidade que será feita a seguir determina se os rolamentos cerâmicos apresentam uma opção viável na substituição dos rolamentos metálicos.

Nas figuras 60 a 63 são apresentados os resultados para a repetibilidade das medições, enquanto que nas figuras de 64 a 67 os da reprodutibilidade.

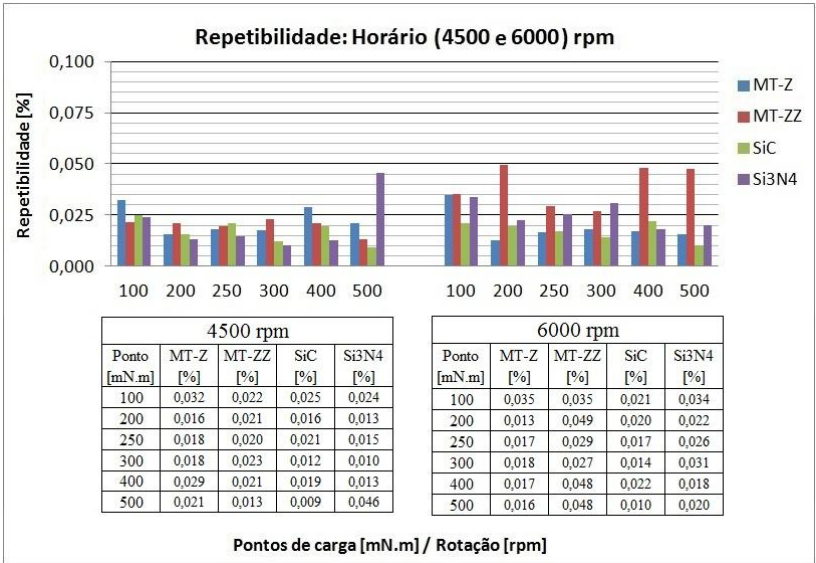


Figura 60: Repetibilidade: Faixas (4500 e 6000) rpm – Horário.

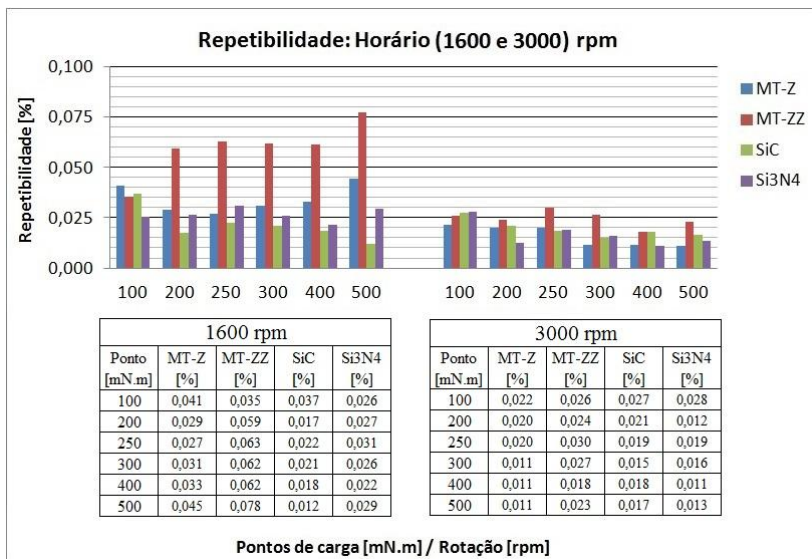


Figura 61: Repetibilidade: Faixas (1600 e 3000) rpm – Horário.

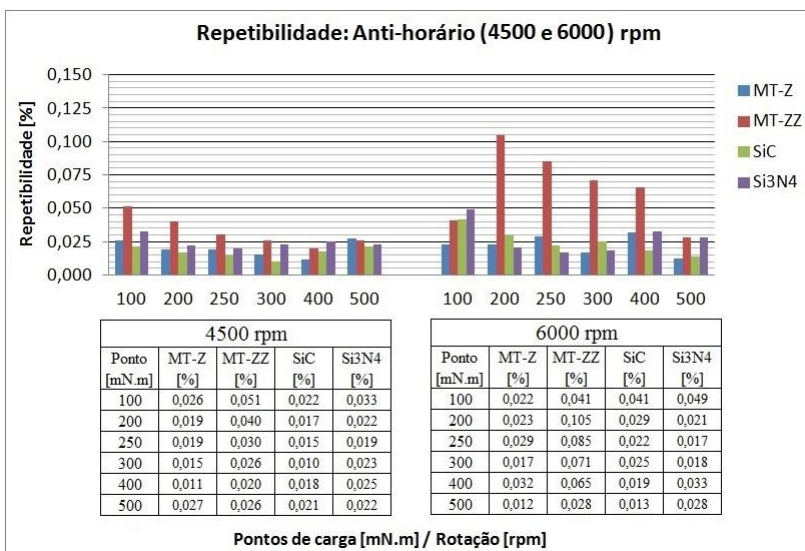


Figura 62: Repetibilidade: Faixas (4500 e 6000) rpm – Anti-horário.

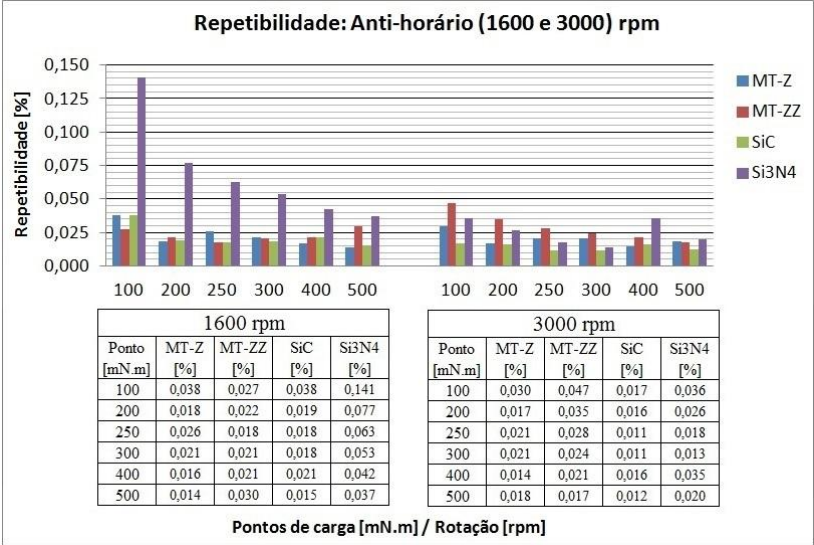


Figura 63: Repetibilidade: Faixas (1600 e 3000) rpm – Anti-horário.

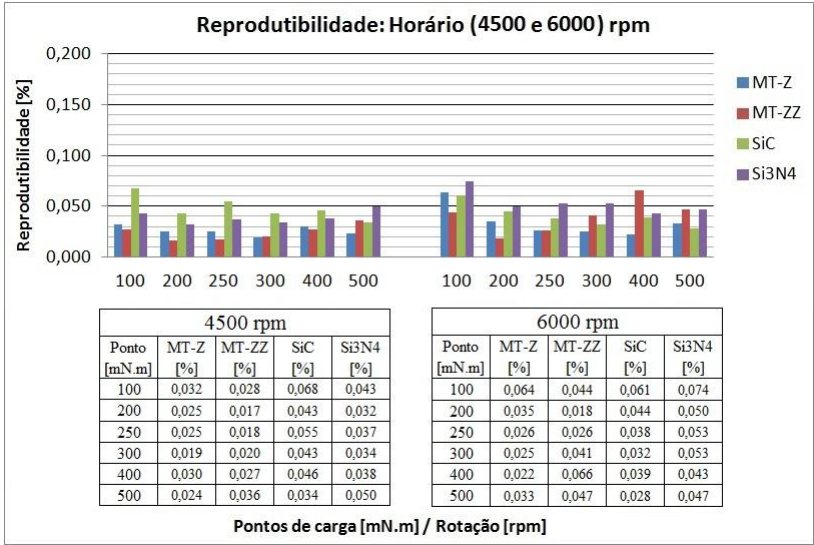


Figura 64: Reprodutibilidade: Faixas (4500 e 6000) rpm - Horário.

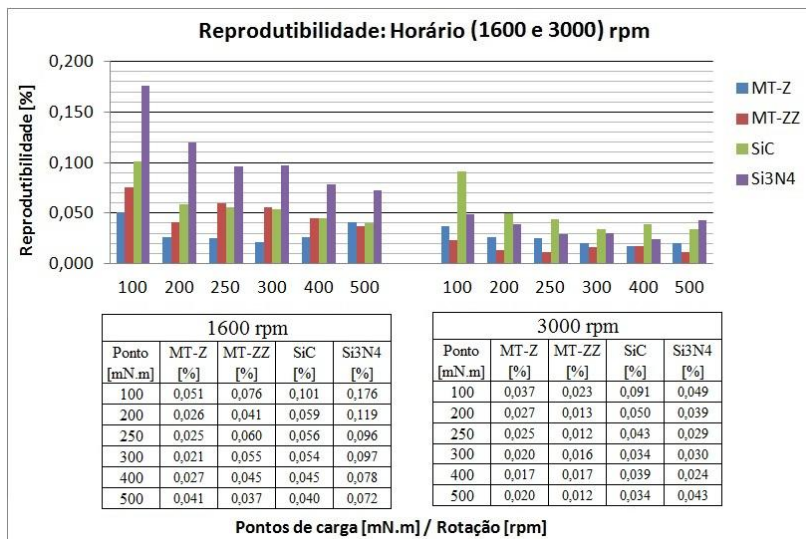


Figura 65: Reprodutibilidade: Faixas (1600 e 3000) rpm - Horário.

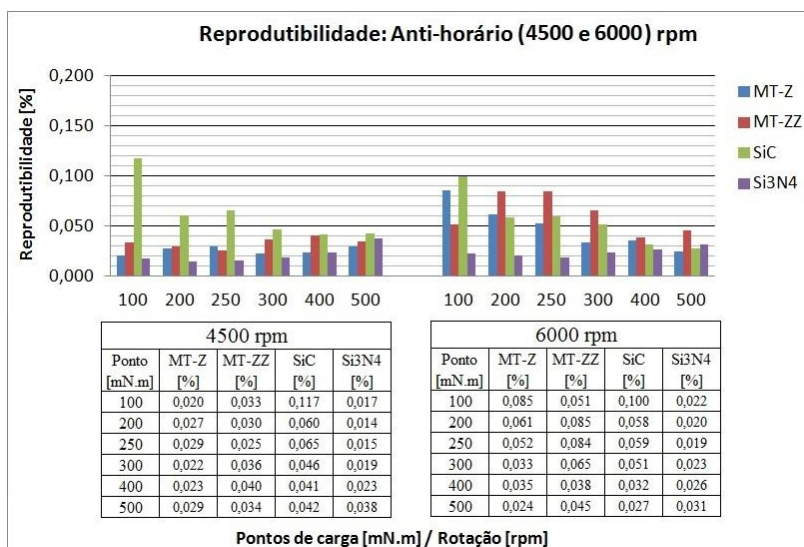


Figura 66: Reprodutibilidade: Faixas (4500 e 6000) rpm - Anti-horário.

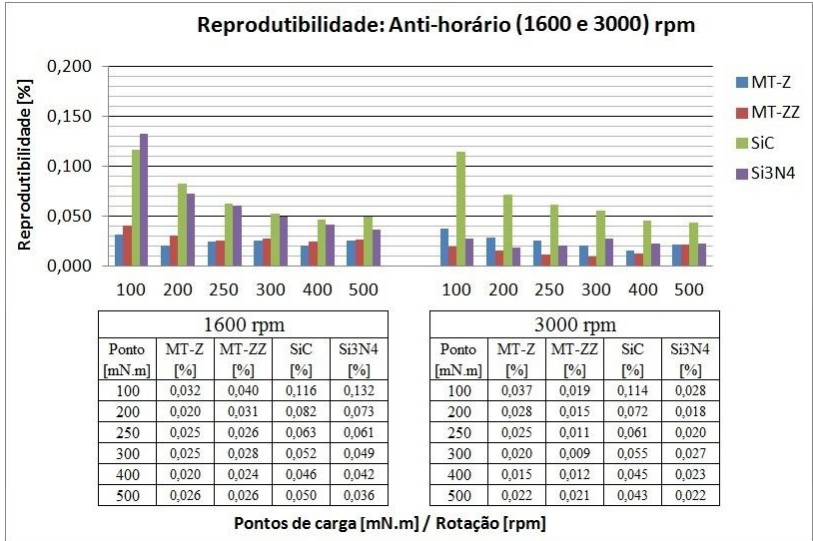


Figura 67: Reprodutibilidade: Faixas (1600 e 3000) rpm - Anti-horário.

O rolamento de carbetto de silício apresentou bons resultados para a repetibilidade, tanto no sentido horário como no anti-horário, porém, muito próximos dos resultados do rolamento de aço sem lubrificação, apresentando, em alguns casos, valores superiores a este. As diferenças entre os valores de repetibilidade para os testes do motor com os dois rolamentos ficaram próximas de 0,005 %, chegando a 0,033 % no máximo no ponto de 500 mN.m e 1600 rpm da figura 61.

Quanto à reprodutibilidade, os resultados obtidos com o modelo SiC não foram bons, apresentando valores superiores aos do rolamento de aço (MT-Z) com exceção da faixa de 6000 rpm no sentido horário e nos pontos de (200 e 400) mN.m, na mesma faixa e no sentido anti-horário. Excluindo-se essa faixa de medição, as diferenças dos valores de reprodutibilidade no sentido horário ficaram entre (0,001 e 0,067) %¹⁸, correspondendo a (0,004 e 0,065) W, e no sentido anti-horário entre (0,003 e 0,097) %¹⁹, o que corresponde a (0,010 e 0,062) W.

Se comparados os valores de repetibilidade e reprodutibilidade do modelo SiC, verifica-se uma grande diferença de valores, sendo a repro-

¹⁸ Esses valores foram obtidos dos pontos de 500 mN.m/4500 rpm da figura 64 e de 500 mN.m/1600 rpm da figura 65.

¹⁹ Pontos de 500 mN.m/6000 rpm e 100 mN.m/4500 rpm da figura 66.

repetibilidade superior à reprodutibilidade, podendo chegar a mais de duas vezes o valor desta. O rolamento MT-Z também apresenta uma diferença entre esses parâmetros, mas em menor proporção, ficando abaixo de 0,010% para a maioria dos pontos. Isso pode indicar uma influência sobre a dispersão dos valores das medições por conta de fatores relacionados à montagem do motor e possíveis alterações de alinhamento e posicionamento dos componentes.

Os resultados do modelo Si3N4 apresentaram certa irregularidade, tanto para a repetibilidade como para a reprodutibilidade e nos dois sentidos de rotação, ficando os valores próximos dos obtidos nos ensaios com o rolamento MT-Z, com variações acima e abaixo desses valores. A repetibilidade variou entre (0,010 a 0,141) %, que correspondem a potências de (0,016 e 0,491)W, considerando-se a potência elétrica nos pontos onde esses valores ocorreram²⁰, enquanto a reprodutibilidade teve uma variação de (0,014 a 0,176) % e com potências correspondentes de (0,016 e 0,041)W²¹.

O rolamento de nitreto de silício ainda apresentou na faixa de 1600 rpm valores de reprodutibilidade (nos dois sentidos de rotação) e repetibilidade (no sentido horário) muito acima dos obtidos nas demais faixas de rotação e dos valores apresentados pelos outros modelos de rolamento nessa mesma faixa, à exceção da reprodutibilidade do modelo SiC no sentido anti-horário (figura 67).

A análise dos resultados dos ensaios demonstrou que, apesar das qualidades descritas em 2.3, os rolamentos cerâmicos não apresentam vantagens substanciais com relação à repetibilidade e reprodutibilidade dos ensaios de rendimento realizados. Portanto, não garantem um desempenho superior com relação aos rolamentos metálicos quando empregados em motores convencionais para refrigeração, implicando na necessidade de se encontrar alternativas mais eficientes que os mancais de rolamento para a aplicação em ensaio que envolvam a avaliação de pequenas diferenças de rendimento.

²⁰ Esses valores foram obtidos dos pontos de 300 mN.m/4500 rpm da figura 60 e de 100 mN.m/1600 rpm da figura 63.

²¹ Esses valores foram obtidos dos pontos de 200 mN.m/4500 rpm da figura 66 e de 100 mN.m/1600 rpm da figura 65.

5 ALTERNATIVAS AOS MANCAIS DE ROLAMENTO

Embora os rolamentos cerâmicos possam apresentar um menor atrito em relação aos rolamentos de aço²², não se consegue a eliminação total do atrito com esse tipo de mancal. Para se conseguir uma redução das perdas nos mancais a níveis muito inferiores aos apresentados por mancais de rolamento é necessária a adoção de um tipo de mancal que elimine o contato entre as superfícies em movimento relativo. Atualmente, são duas as mais conhecidas concepções de funcionamento de mancais que apresentam essa característica: os mancais de filme fluídico e os mancais magnéticos.

5.1 MANCAIS DE FILME FLUÍDICO

Uma das maneiras de se eliminar o atrito é através de mancais pressurizados externamente, havendo dois tipos desses mancais que se diferenciam, principalmente, pelo tipo de fluido empregado.

Nos mancais hidrostáticos, um filme de líquido pressurizado é forçado entre as superfícies em movimento relativo, o que provoca a separação destas, fazendo com que elas se movimentem sem contato e, conseqüentemente, sem atrito mecânico. Como a pressão do líquido é gerada externamente por uma bomba auxiliar e a pressurização é contínua, se consegue a eliminação do contato entre as superfícies mesmo em baixas rotações ou quando o mancal está parado. Estes mancais apresentam uma grande suavidade de movimento mesmo a baixas velocidades, boas características de amortecimento de vibrações, alta rigidez do filme fluido, precisão de movimento, atrito inicial nulo e bom desempenho dinâmico (PANZERA, 2007). No entanto, devido à elevada e contínua vazão de óleo para preencher as folgas dos mancais, se faz necessária a recuperação e recirculação do lubrificante para que este processo seja econômico, implicando no emprego de um circuito fechado para a circulação do óleo, com o uso de reservatório e dutos de recuperação. Muitas vezes, também é preciso um sistema de refrigeração do óleo, pois o mesmo pode ficar muito aquecido devido à circulação forçada. Esses fatores deixam o sistema complexo e caro se comparado a mancais aerostáticos, por exemplo, tornando seu uso mais atrativo quando se traba-

²² Nos ensaios realizados, isso se verificou apenas em situações de rotação elevada.

lha com grandes cargas²³. Embora os mancais aerostáticos apresentem diferentes tipos e formas, o princípio básico de operação é o mesmo.

Se comparados aos mancais hidrostáticos, o amortecimento dos aerostáticos não é tão bom, bem como a capacidade de carga e a rigidez, devido principalmente à alta pressão do lubrificante nos hidrostáticos, sendo que as maiores diferenças no desempenho estão relacionadas aos efeitos de compressibilidade do filme de ar e a viscosidade dos líquidos.

No entanto, mancais aerostáticos não requerem selagem ou um dispendioso e complexo sistema de circulação do lubrificante, como os hidrostáticos, permitindo uma construção mais compacta e com menos peças, além de não apresentam problemas de contaminação do fluido do processo e é ambientalmente limpo (WENQI et al., 2011). Por outro lado, a qualidade na produção das superfícies deve ser muito maior e as tolerâncias rigorosamente controladas, o que eleva os custos de produção. Por esse motivo, o emprego desses mancais se restringe às máquinas cuja qualidade das peças e desempenhos são prioridade, tais como Centros de Usinagem, suporte do núcleo de LVDT (Linear Variable Differential Transformer) para melhorar a confiabilidade e reduzir as forças nas medidas, MMC (Máquinas de Medição por Coordenadas), giroscópios para navegação aérea e sistemas de posicionamento de telescópios, entre outros (ROWE, 2012).

Caso não sejam projetados corretamente, os mancais aerostáticos ainda podem apresentar micro-vibrações cujas principais fontes são: vibrações autoexcitadas, causadas pela ligação de gás-sólido entre a película de ar e o mancal; vibrações aleatórias causadas pelos vórtices perto dos orifícios dos restritores; vibrações aleatórias causadas pela pressão do gás instável e alterações no fluxo do filme de ar causadas pela rugosidade da superfície dos canais (PANZERA, 2007) (JING et al., 2011), sendo sua principal desvantagem o comportamento relativamente fraco em presença de forças com componentes dinâmicas, em função do amortecimento inerente ao filme de ar (ROWE, 2012).

Mesmo com essas desvantagens em relação aos hidrostáticos, os mancais aerostáticos apresentam grandes vantagens sobre os mancais de rolamento como: ausência de atrito mecânico; estabilidade de movimento e capacidade de desenvolverem altas velocidades, inclusive superiores aos hidrostáticos, pois a viscosidade dos gases é muito inferior à dos líquidos. Como nos ensaios dos motores as forças sobre o eixo são pe-

²³ A escolha de líquido ou gás para lubrificação depende da aplicação na qual o mancal será submetido.

quenas²⁴ e deseja-se minimizar a perda de potência nos mancais, a opção do mancal aerostático se mostra mais adequada que o hidrostático (desconsiderando-se os custos de usinagem).

A figura 68 apresenta um exemplo de mancal aerostático acoplado a um motor de alta frequência.

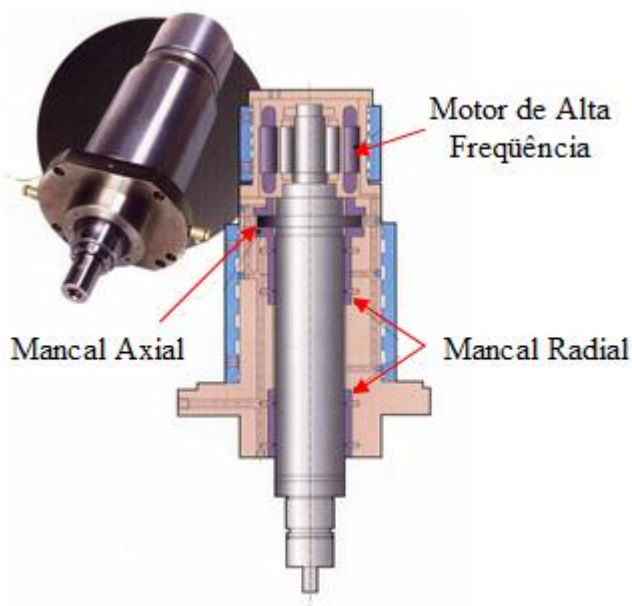


Figura 68: Mancal Aerostático para alta velocidade (TOSHIBA MACHINE, 1012).

5.1.1 Mancais aerostáticos

A figura 69 mostra dois blocos de mancais circulares, sendo de um hidrostático e outro aerostático, com orifícios de controle de vazão.

²⁴ não há aplicação de forças externas ao motor, sendo o peso do rotor a

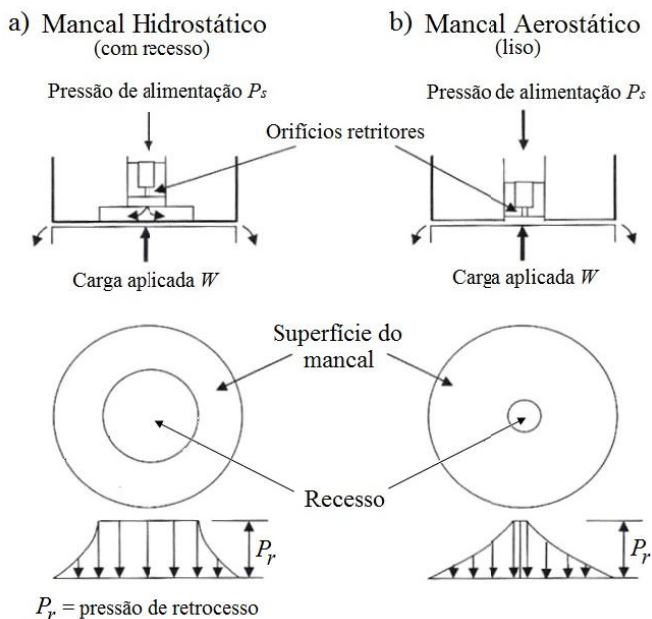


Figura 69: Blocos de mancais circulares hidrostático e aerostático.

Nas configurações mostradas na figura 69, o lubrificante com pressão de alimentação constante (P_s) é suprido por uma bomba em direção ao mancal. O lubrificante pressurizado primeiramente passa através de um orifício (restritor) onde a dissipação de energia causa redução de pressão na entrada do rebaixo (ou recesso) do bloco do mancal. O orifício restritor estrangula o fluido lubrificante antes de ser injetado na área de trabalho, permitindo a dissipação de energia e a redução de pressão. O projeto do orifício restritor é essencial para ajustar a pressão no rebaixo que funciona como uma câmara de expansão, balanceando a variação da carga aplicada no mancal. O rebaixo é relativamente profundo em comparação com a espessura do filme fluido no mancal de modo que ele oferece pouca resistência ao escoamento. Desta forma, a pressão no rebaixo é constante para todo o volume do mesmo.

O escoamento que passa através do rebaixo passa pela pequena folga entre a superfície do mancal e a superfície oposta. A pressão no interior do filme fluido no mancal diminui conforme o fluido passa através da superfície do mancal e atinge a pressão ambiente na saída. Outros tipos de dispositivos de controle de vazão podem ser empregados, tais

como um grupo de fluxo laminar incluindo restritores capilares e de ranhura.

A pressão do filme fluido se opõe a carga aplicada e mantém a separação das superfícies. A pressão devida à força aplicada (pressão de retrocesso) deve ser menor que a pressão suprida para permitir variações de carregamento e, portanto, permitir que a pressão de retrocesso varie com a carga. O princípio pode ser demonstrado por dois casos extremos. No primeiro caso, uma grande força de carregamento aplicada força as superfícies do mancal a ficarem encostadas e impede o fluxo de saída do fluido, levando a vazão através do orifício decair a zero. Por consequência, a pressão no rebaixo aumenta até se igualar à pressão suprida pela bomba externa.

O segundo extremo é quando a carga é reduzida a zero. Nesse caso, a folga no mancal torna-se muito grande de forma que a única resistência ao fluxo é a oferecida pelo orifício restritor. Isso causa o aumento de vazão até que a pressão de perda de carga do orifício seja suficiente para reduzir a pressão no rebaixo até a pressão ambiente. A variação permissível de carga aplicada deve ser tal que a espessura do filme fluido permaneça entre os dois extremos.

A carga suportada é calculada das pressões no mancal e a figura 70 mostra dois exemplos de pressões hidrostáticas baseadas na hipótese de fluxo longitudinal simplificado. No primeiro exemplo (figura 70a), os restritores de vazão mostrados são assumidos como sendo ranhuras que reduzem a pressão de entrada “ P_i ” para um valor igual a $P_s/2$. A força do filme fluido é, portanto, calculada pela equação 18.

$$W = \frac{P_s L B}{4} \quad (18)$$

Onde:

W	força exercida pelo filme fluídico;	[N]
P_s	pressão de alimentação;	[Pa]
L	comprimento do mancal;	[m]
B	largura do mancal.	[m]

No segundo exemplo (figura 70b), um rebaixo possibilita que a pressão de entrada “ P_i ” seja distribuída uniformemente por todo o rebaixo. Para um rebaixo de comprimento “ b ” e largura “ B ”, a contribuição do rebaixo para a sustentação da carga é $P_i b B$. A carga total suportada inclui a contribuição devida à distribuição triangular nas regiões de comprimento “ l ”. Cada uma dessas regiões contribui com uma carga

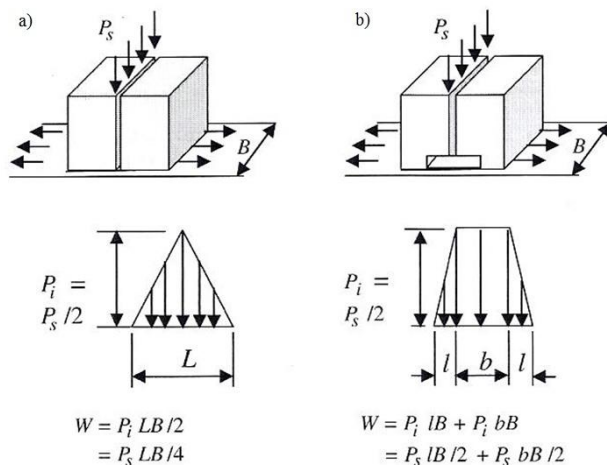
suportada de $P_i l B / 2$. Sendo assim, através da equação 19 é determinada a força de filme total no mancal ou carga suportada.

$$W = P_i l B + P_i b B = \frac{P_s l B}{2} + \frac{P_s b B}{2} \quad (19)$$

Onde:

W	força exercida pelo filme fluído;	[N]
P_i	pressão na entrada do mancal;	[Pa]
b	comprimento do rebaixo do mancal;	[m]
l	comprimento das laterais do mancal adjuntas ao rebaixo;	[m]
P_s	pressão de alimentação;	[Pa]
L	comprimento do mancal;	[m]
B	largura do mancal.	[m]

O princípio para mancais aerostáticos é similar.



Legenda

- W - força do filme fluído
- P_s - pressão de alimentação do mancal
- P_i - pressão de admissão do recesso
- B - largura do mancal
- L - comprimento do mancal
- b - comprimento da superfície interna do recesso
- l - comprimento das laterais do mancal adjuntas ao recesso

Figura 70: Carregamento hidrostático e pressão em um fluxo longitudinal unidimensional sem recesso (a) e com recesso (b) (ROWE, 2012).

A figura 71 apresenta um exemplo da distribuição de pressão em mancais aerostáticos e hidrostáticos.

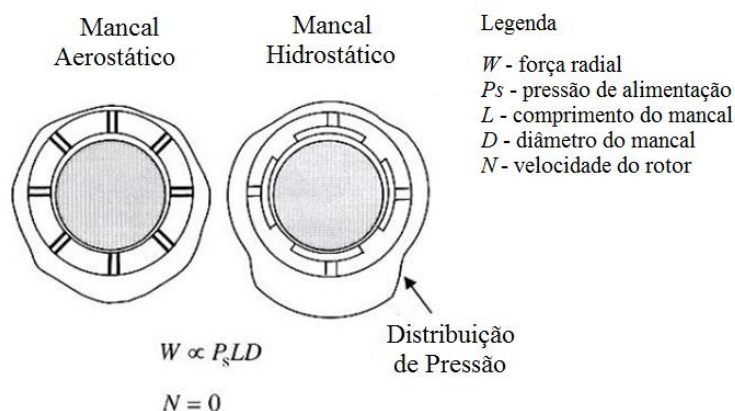


Figura 71: Distribuição de pressão em mancais de filme fluídico.

No exemplo hidrostático, lubrificante entra através de quatro rebaixas por pórticos de entrada separados. Quando o eixo está concêntrico, as pressões são aproximadamente constantes em torno do eixo. Restritores nas linhas de suprimento para cada rebaixo permitem que as pressões variem quando o eixo não está concêntrico.

O valor da pressão no rebaixo, quando o eixo está concêntrico e não há carga aplicada, geralmente é a metade da pressão de suprimento ($P_{ro} = P_s/2$). Se a folga em um dos lados do mancal for reduzida, a vazão através dela diminuirá e a pressão no rebaixo aumentará. No lado oposto ocorrerá o inverso, a folga e a vazão aumentarão e a pressão no rebaixo diminuirá. A redução de pressão em um dos lados é acompanhada pelo aumento da pressão no outro. Assim, ambos os lados do mancal contribuem com força para resistir à carga externa aplicada no eixo. Se o eixo for completamente deslocado para um lado do mancal, a pressão no rebaixo desse lado será, aproximadamente, igual à pressão de suprimento.

Os principais parâmetros de carga são a pressão suprida e a área do mancal, sendo W proporcional a $P_s L D$ para suporte de carga hidrostático e aerostático.

A figura 72 apresenta algumas das principais configurações para mancais hidrostáticos e aerostáticos cilíndricos e a figura 73 as configurações dos principais tipos de restritores.

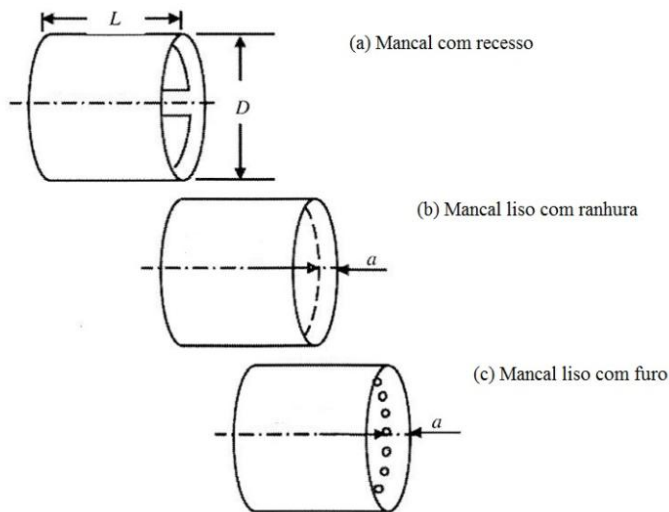


Figura 72: Configurações básicas de mancais de filme fluídico.

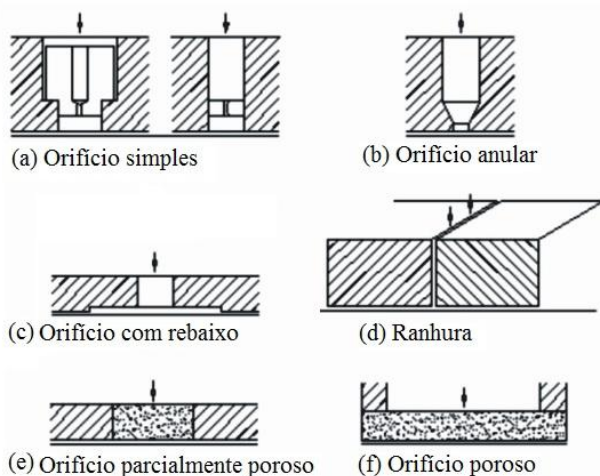


Figura 73: Tipos de restritores em mancais de filme fluídico.

As principais características apresentadas pelas configurações das figuras 72 e 73 são relatadas a seguir (PANZERA, 2007) (ROWE, 2012):

- 1) Orifício simples (figuras 72c e 73a): é a geometria mais comum, proporcionando a maior rigidez entre todos os tipos de restritores. Este, por sua vez, pode apresentar instabilidade pneumática estática.
- 2) Orifício anular (figura 73b): na maioria dos casos este sistema é livre de instabilidade estática e é usualmente a forma mais simples para construção.
- 3) O mancal com rebaixo (figuras 72a e 73c): é adequado para operação hidrostática, pois rebaixos grandes reduzem a área de fricção e consumo de potência em velocidade. Tem como principal vantagem a facilidade de construção, entretanto este sistema apresenta uma baixa rigidez.
- 4) Ranhura (figuras 72b e 73d): embora esta seja uma geometria comum em mancais hidrostáticos, o uso de restritores capilares em mancais aerostáticos tem apresentado problemas de instabilidade estática.
- 5) Orifício poroso (figura 73f): este tipo de orifício apresenta duas funções, como restritor de ar e superfície do mancal, propriamente dito. Os elementos de material poroso contêm na sua superfície furos microscópicos, inerentes ao material empregado (cerâmica) e, neste caso, o ar se difunde por esses furos, sendo fornecido através de toda a superfície de uma forma mais homogênea. Como resultado, existe uma pressão uniforme sobre a superfície de apoio do mancal e altas capacidades de carga podem ser alcançadas (KHATAIT; LIN; LIN, 2005). Diversas técnicas têm sido desenvolvidas para a produção de materiais porosos, objetivando o controle de poros abertos e permeabilidade.
- 6) Orifício parcialmente poroso (figura 73e): utiliza enxertos de materiais porosos distribuídos homogeneamente ao longo da

superfície do mancal. Apresenta uma diminuição da capacidade de carga.

- 7) Mancais lisos (figura 72c): minimizam o volume de gás em mancais aerostáticos e, por isso, reduzem os efeitos da compressibilidade.

5.1.2 Mancais Yates

Para o caso do nosso estudo, é conveniente que o mancal suporte cargas radiais e axiais, evitando a necessidade de outros tipos de mancais associados a este, de forma a simplificar a instalação e diminuir as fontes de perdas e distorções dos resultados. Para tanto, uma configuração bastante interessante são os mancais do tipo Yates, cujos princípios de operação estudaremos a seguir.

Quatro arranjos são disponíveis para combinar cargas axiais e radiais, conforme mostrado na figura 74:

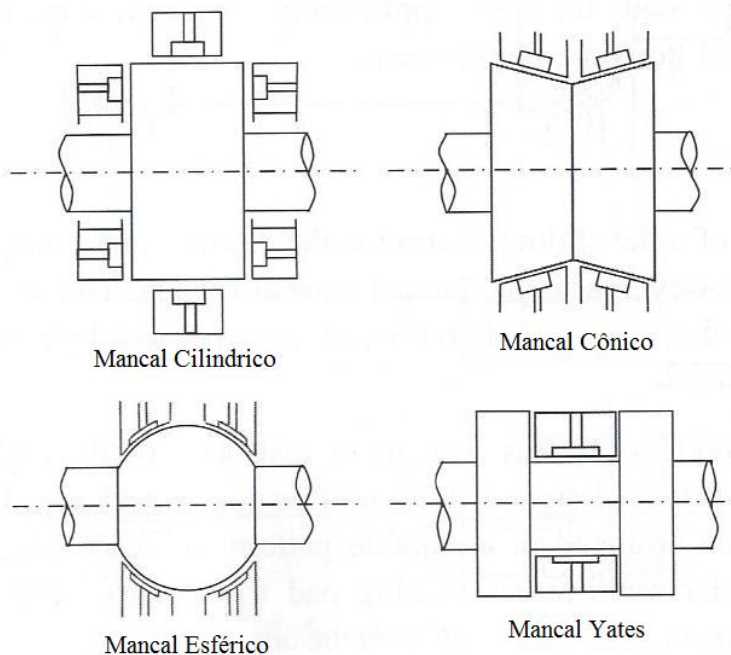


Figura 74: Tipos de mancais radiais e axiais combinados

Embora o mancal Yates ilustrado na figura 74 apresente um rebaixo na parte destinada à carga radial, o mesmo princípio pode ser aplicado se o mancal radial é do tipo liso. As vantagens deste tipo de configuração de mancal Yates são relacionadas a seguir:

- 1) a potência de bombeamento por unidade de carga é menor do que nos sistemas com alimentação independente (50%);
- 2) a fricção nas faces de encosto axial é menor do que nos mancais de encosto com alimentação independente;
- 3) grandes cargas axiais podem ser suportadas com o sacrifício de uma proporção de suporte de carga radial. Para mancais a gás, a capacidade de carga axial é levemente maior que em mancais axiais convencionais. Esta afirmação pode também ser verdadeira para o caso de mancais com líquido pressurizado, porém, é alcançado a custas de uma perda de rigidez dinâmica axial e uma redução do desempenho do mancal radial.
- 4) o mancal axial não tem sistema de alimentação, assim, o arranjo físico do mancal é simplificado, o custo de usinagem das faces laterais é reduzido e o espaço necessário é menor, tornando o mancal mais compacto. Além disso, a simplificação do sistema deve aumentar a confiabilidade.

Um mancal do tipo Yates foi inicialmente descrito por Yates (1950). O princípio é suprir as faces de encosto axial com o fluxo de vazamento proveniente do mancal radial. Lund (1963) incorporou um rebaixo na face de encosto axial, como mostrado na figura 75. O desenvolvimento foi prosseguido por Mechanical Technology Inc. para a aeronáutica e administração espacial norte-americana.

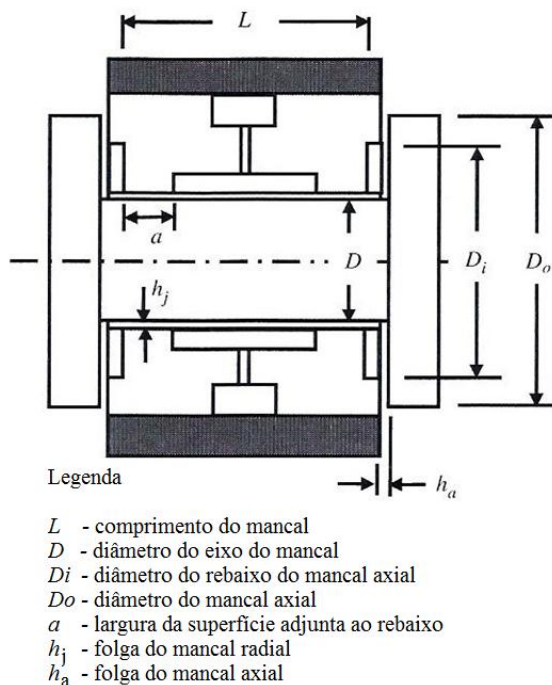


Figura 75: Geometria básica de um mancal Yates.

Um procedimento de projeto para o mancal Yates foi provido por Wearing et al. (1970). Símbolos e definições adicionais são necessários para mancais Yates, como indicado na figura 63, para distinguir os parâmetros dos mancais radiais dos parâmetros dos mancais axiais. Para todos os casos, a relação entre o comprimento e o diâmetro do mancal (L/D) será igual a 1.

Para versões aerostáticas, o rebaixo pode ser reduzido a um valor inferior à versão hidrostática.

5.1.2.1 Princípio de operação de mancais Yates

O princípio de operação do mancal Yates é ilustrado na figura 76, evidenciando a distribuição de pressões nos rebaiços.

Condições de carga zero são mostradas na figura 76a. As pressões nos rebaiços dos mancais radiais são configuradas em, aproximadamente, 60% da pressão suprida e nos mancais axiais em 20%. Os rebaiços dos mancais radiais são alimentados através dos restritores de

vazão. Entradas com controles dos tipos capilar ou ranhurado têm uma vantagem especial para essa aplicação porque o mancal radial, por natureza, age como um restritor viscoso e forma parte do controle de vazão do mancal axial. O fluido escoa axialmente através da região do mancal radial para o rebaixo do mancal axial e, então, radialmente através da região do mancal axial para fora do mancal, sendo despejado à pressão atmosférica.

Quando uma carga axial “T” é aplicada, como mostrado na figura 76b, o aumento da resistência ao escoamento no lado sob carga provoca o aumento da pressão, enquanto que, a menor resistência na face oposta faz com que a pressão se reduza. A diferença de pressão nas faces do mancal axial provoca o surgimento da força que suporta a carga axial. Quando uma carga radial “W” é aplicada, as pressões nos rebaiços do mancal radial variam, porém, as pressões nos mancais axiais praticamente não variam, como mostrado na figura 76c.

Variações típicas nas pressões dos rebaiços são mostradas no gráfico da figura 77, sendo que, as variações na carga axial são indicadas no gráfico 77a e variações na carga radial no gráfico 77b.

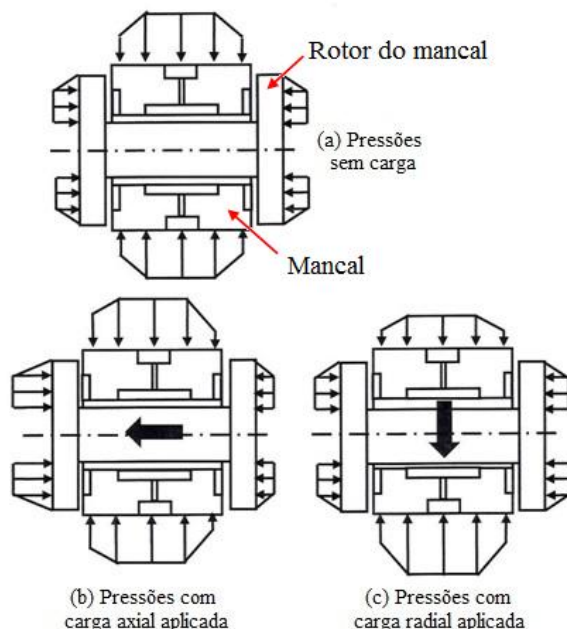


Figura 76: Efeitos das cargas na pressão de mancais Yates: a) sem carga; b) carga axial; c) carga radial.

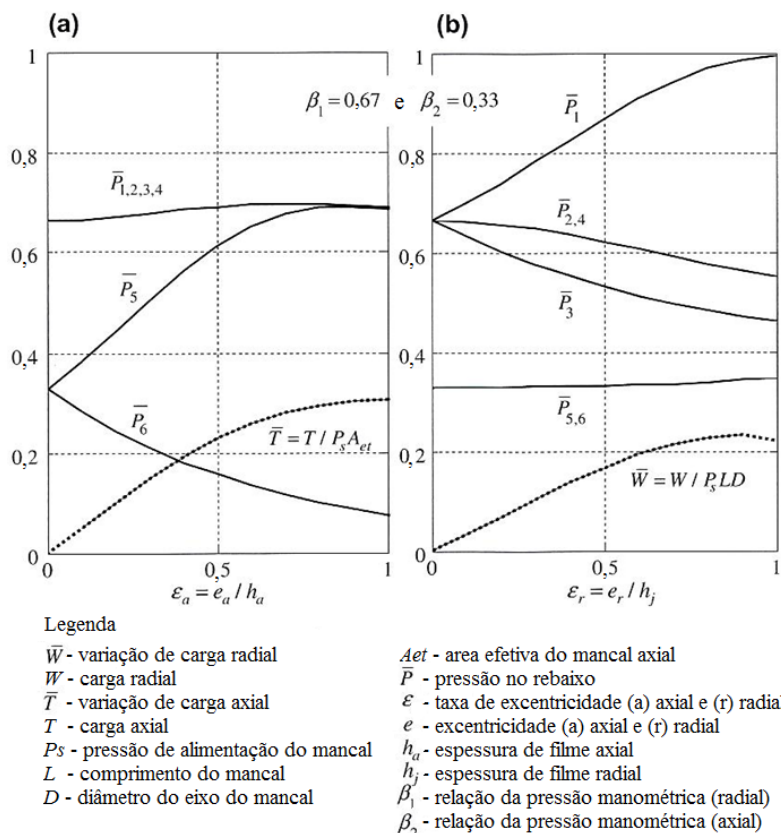


Figura 77: Efeitos de carga axial (a) e radial (b) na pressão do rebaiço.

Para a obtenção de um bom projeto de mancal Yates, bem como de outros modelos de mancal, vários parâmetros devem ser considerados de forma a se conseguir o melhor resultado quanto às características de operação desejadas. A título de exemplo, no apêndice E é apresentado o equacionamento para a determinação da pressão manométrica no rebaiço, da vazão e da combinação de cargas radial e axial suportadas pelo mancal, sendo estes alguns dos principais parâmetros a serem determinados. Um dos parâmetros de maior interesse no caso deste trabalho é a potência de atrito que representa as perdas decorrentes da circulação do lubrificante pelo mancal.

5.1.2.2 Potência de atrito

A folga no mancal e a viscosidade do lubrificante dos mancais hidrostáticos para altas velocidades devem ser ajustadas para minimizar a potência de atrito total e trazer a relação entre a potência de atrito e a potência de bombeamento do lubrificante a uma faixa aceitável. O seguinte procedimento otimiza o mancal e age como proteção contra riscos associados com o aumento de temperatura e a cavitação (ROWE, 2012).

A potência de atrito H_f é estimada pela equação 20:

$$H_f = \frac{\eta N^2 D^4}{2h_j} \cdot \bar{F} \quad (20)$$

Onde:

H_f	potência de atrito;	[W]
η	relação de amortecimento;	[adm]
h_j	espessura do filme lubrificante no mancal radial (figura 75);	[m]
N	velocidade de rotação do eixo;	[rd/s]
D	diâmetro do eixo do mancal radial (figura 75);	[m]
\bar{F}	fator de potência de atrito.	[adm]

O fator de potência de atrito é fornecido pela equação 21:

$$\bar{F} = 2\pi^3 \left(\frac{L}{D} \bar{A}_{fj} + \frac{h_j}{h_a} \bar{A}_{ft} \right) \quad (21)$$

Onde:

\bar{F}	fator de potência de atrito;	[adm]
h_a	espessura do filme lubrificante no mancal axial (figura 75);	[m]
h_j	espessura do filme lubrificante no mancal radial (figura 75);	[m]
L	comprimento do mancal (figura 75);	[m]
D	diâmetro do eixo do mancal radial (figura 75);	[m]
\bar{A}_{fj}	fator de atrito do mancal radial;	[adm]
\bar{A}_{ft}	fator de atrito do mancal axial.	[adm]

Os fatores de atrito para os mancais radiais e axiais são relacionados com as dimensões do mancal através das equações 22 e 23:

$$\bar{A}_{fj} = \frac{A_{fj}}{\pi DL} \quad (22)$$

Onde:

\bar{A}_{fj}	fator de atrito do mancal radial;	[adm]
L	comprimento do mancal (figura 75);	[m]
D	diâmetro do eixo do mancal radial (figura 75);	[m]
A_{fj}	área de fricção radial.	[m ²]

$$\bar{A}_{ft} = \frac{A_{ft}}{\pi D^2} \quad (23)$$

Onde:

\bar{A}_{ft}	fator de atrito do mancal axial;	[adm]
D	diâmetro do eixo do mancal radial (figura 75);	[m]
A_{ft}	área de fricção axial.	[m ²]

Os fatores de atrito são fornecidos nas figuras 78 e 79.

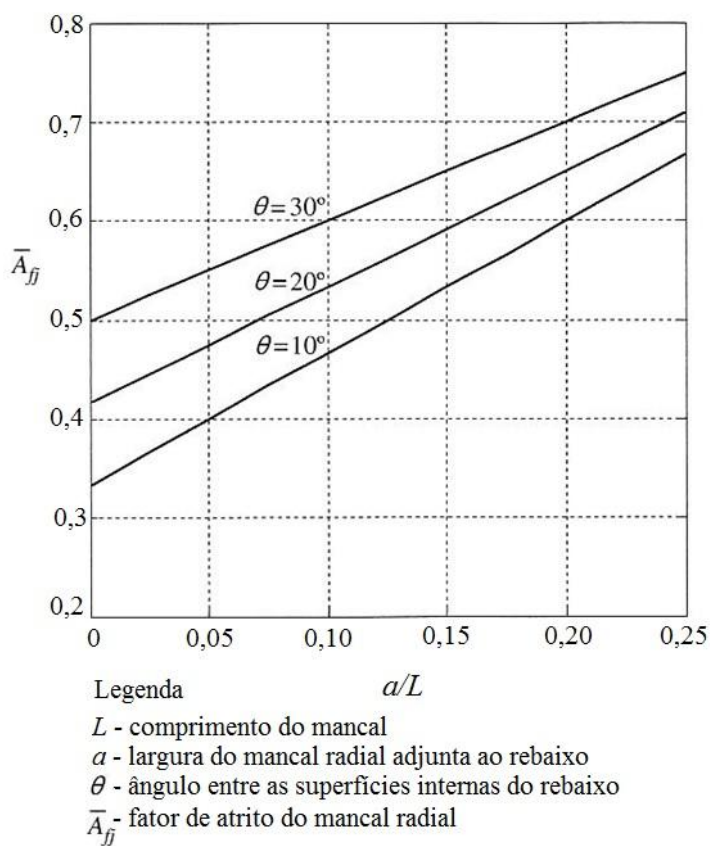


Figura 78: Fator de atrito para a parte radial de um mancal Yates.

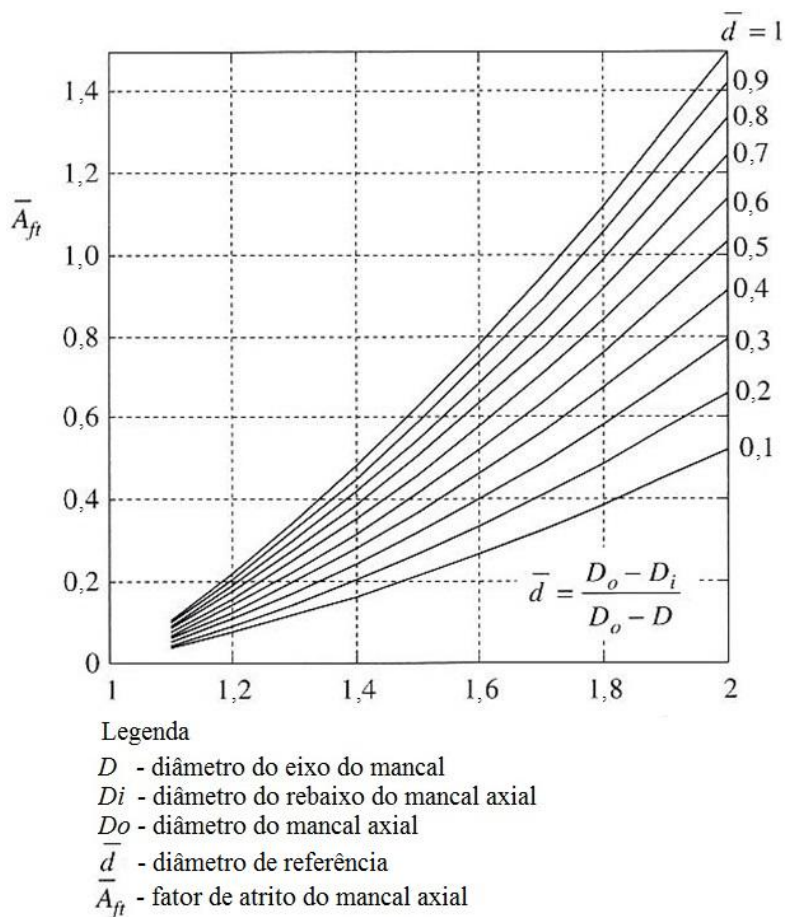


Figura 79: Fator de atrito para a parte axial de um mancal Yates.

Além do modelo de mancal, o tipo de restritor também tem grande influência no desempenho do mancal, como veremos a seguir.

5.1.3 Influência dos restritores no desempenho do mancal

Em mancais a ar pressurizados externamente, sabe-se que um requisito de elevado coeficiente de amortecimento é incompatível com uma alta rigidez do mancal, e que essas propriedades dependem signifi-

cativamente do tipo de alimentação utilizada (tipo de restritores) (FOURKA; BONIS, 1997).

Em geral, os mancais com restritores do tipo orifício com rebaixo apresentam alta rigidez, baixo amortecimento e baixa estabilidade, enquanto os do tipo orifício simples têm baixa rigidez, relativamente alto amortecimento e uma melhor estabilidade. Já os mancais de cerâmicos porosos fornecem alta capacidade de carga e uma vasta gama de estabilidade (FOURKA; BONIS, 1997). A utilização de material cerâmico poroso em mancais aerostáticos permite o emprego de inúmeros pequenos restritores distribuídos uniformemente sobre a superfície do mancal, criando assim uma distribuição de pressão mais uniforme e homogênea que, em relação aos demais mancais aerostáticos, o garante as boas características de suporte de cargas e estabilidade. No entanto, o desempenho dos mancais porosos também é amplamente influenciado pelas propriedades dinâmicas do filme de gás, sendo um dos principais parâmetros a compressibilidade do filme. Mesmo geometrias complexas podem ser alcançadas com o uso de mancais aerostáticos porosos. A Figura 80 exibe uma foto de um mancal de cerâmica porosa.

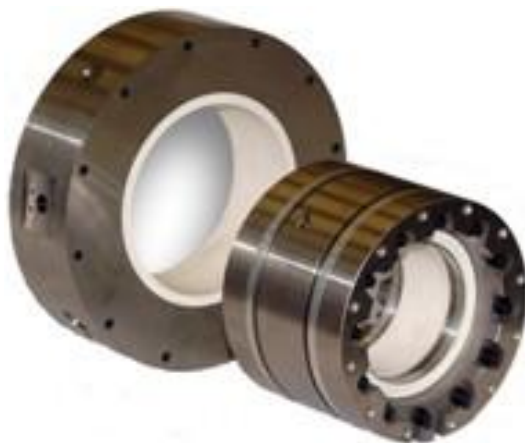


Figura 80: Mancal de cerâmica porosa.

Devido à grande diferença de comportamento entre os diferentes tipos de restritores existentes e pela falta de um trabalho investigativo até então, Fourka e Bonis (1997) compararam, através do método de elementos finitos, mancais aerostáticos de restritores de orifícios e os

mancais porosos, sendo duas configurações para mancais de orifícios: uma com doze orifícios e outra com um orifício com rebaixo, e quatro para mancais com restritores porosos: uma de parede porosa e coeficientes de permeabilidade de $(10^{-14}) \text{ m}^2$ e outras três com doze restritores de incertos porosos e coeficientes de permeabilidade de $(10^{-12}, 10^{-13} \text{ e } 10^{-14}) \text{ m}^2$. Ao final do trabalho, os autores chegaram às seguintes conclusões:

- 1) os mancais de parede porosa apresentam superior capacidade de carga, mas em contrapartida consomem maior quantidade de ar. O mancal de orifício com rebaixo apresenta máxima capacidade de carga, maior que o de doze orifícios simples, mas só a alcançou com uma pequena espessura de filme e sua capacidade de carga diminui rapidamente com o aumento da espessura de folga, caindo abaixo da capacidade do mancal com 12 orifícios;
- 2) a rigidez do mancal com rebaixo é duas vezes maior que o mancal de parede porosa, com a vantagem de consumir cinco vezes menos ar, em compensação o mancal de parede porosa se ajusta facilmente às condições de trabalho e tem melhor estabilidade estática;
- 3) o mancal com 12 restritores porosos (10^{-13} m^2) e o mancal de parede porosa apresentam rigidez similar, com a vantagem dos restritores porosos consumirem 100 vezes menos ar;
- 4) considerando as várias soluções investigadas, a máxima rigidez encontrada foi no mancal com 12 restritores porosos (10^{-14} m^2), mas com uma folga menor que $5\mu\text{m}$, com um intervalo muito pequeno de variação.

A escolha do tipo de sistema de alimentação depende do tipo de aplicação para o qual o mancal é projetado. Deve-se ajustar carga, rigidez, estabilidade e vazão às necessidades de projeto. Por exemplo, para cargas e rigidez moderadas são favoráveis aos restritores porosos com 10^{-13} m^2 de permeabilidade, enquanto para alta rigidez e cargas moderadas são melhores os mancais tipo bolsão (FOURKA; BONIS, 1997).

Apesar das vantagens apresentadas pelos mancais aerostáticos, ainda se encontram dificuldades, nos diversos tipos de restritores, para se alcançar estabilidade, alta rigidez, baixa vazão e boa capacidade de carga ao mesmo tempo. Com um controle de vazão externo (mancal ativo) é possível controlar a pressão de admissão do ar monitorando-se externamente a espessura do filme fluido através de sensores. Este mé-

todo tem apresentado resultados relevantes em sistemas estáticos, porém não apresenta melhorias em sistemas dinâmicos (PANZERA, 2007).

Uma segunda alternativa aos mancais de rolamento, que apresenta uma boa solução para sistemas dinâmicos e boas características de rigidez, estabilidade, capacidade de carga e amortecimento são os mancais magnéticos, que serão apresentados a seguir.

5.2 MANCAIS MAGNÉTICOS ATIVOS

Outra forma de eliminação do problema de atrito mecânico entre os elementos móveis do mancal são os mancais magnéticos, embora esse tipo de mancal sofra certa influência pela camada de ar entre as superfícies em movimento relativo e por impurezas presentes nessa camada (ex: óleo). O funcionamento desse tipo de mancal se dá através de um campo magnético que produz uma força capaz de manter o rotor do mancal centralizado com relação ao estator. Como o rotor é suspenso pela força de campo magnético, não há contato durante o movimento relativo e, dessa forma, não há desgaste, atrito e problemas causados por fadiga de contato (LIN-JING; CHUAN-YU; PENG, 2010).

Os mancais magnéticos podem ser separados basicamente em dois grupos dependendo da causa física do efeito magnético envolvido. O primeiro grupo refere-se aos mancais de força de relutância enquanto o segundo grupo é composto pelos mancais de força de Lorentz. Embora os mancais de força de Lorentz tenham ganhado importância nos últimos tempos, principalmente no campo dos motores “self-bearing” (onde o próprio motor atua como mancal), os mancais de força de relutância ainda representam a maior parte das aplicações empregadas na indústria.

Também é possível classificar os mancais magnéticos com relação ao controle externo exercido sobre parâmetros do motor a fim de mantê-lo nas condições de trabalho ideais. Nesse sentido, podemos classificá-los como mancais magnéticos passivos (PMBs) e ativos (AMBs).

O termo ativo implica que as forças magnéticas nos mancais são ativamente controladas por meio de eletromagnetos, um controle de realimentação adequado e outros elementos tais como sensores e amplificadores de potência. Em contraste com esta forma construtiva, uma suspensão puramente passiva produz forças magnéticas no mancal através de ímãs permanentes atuando de forma independente.

Com base nessas duas classificações, a seguir estão listados três tipos de mancais magnéticos passivos que estão entre os mais relevantes

e em seguida serão abordados com mais profundidade os mancais magnéticos ativos.

- 1) **Mancais de ímãs permanentes:** Os mancais de ímã permanente baseiam sua operação na força de atração ou repulsão existente entre os ímãs (força de relutância), sendo um tipo de mancal totalmente passivo. Apresentam alta instabilidade e necessitam de outro tipo de mancal de escoramento para que possam operar. Por esse motivo, são normalmente usados como mancais auxiliares com a finalidade de reduzir a carga dos mancais principais. Devido a essa instabilidade, esse tipo de mancal não apresenta perspectivas de utilização nos ensaios dos motores.
- 2) **Mancais eletrodinâmicos:** Esse tipo de mancal tem o princípio de funcionamento baseado na indução de correntes de Foucault que surgem do movimento relativo entre o rotor e o estator. São empregados tanto ímãs permanentes que se deslocam em relação a placas condutoras, como bobinas alimentadas por corrente alternada. Embora os mancais eletrodinâmicos apresentem algumas vantagens sobre os demais como: baixo custo; simplicidade de construção mecânica e dispensarem um sistema de controle para a operação (sistema passivo), eles apresentam alguns problemas que os tornam inapropriados para os objetivos deste trabalho, quais sejam, a necessidade de uma rotação mínima para a operação, as baixas rigidez e capacidade de sustentação de carga.
- 3) **Mancais supercondutores:** A operação dos mancais supercondutores se dá pela interação entre um material supercondutor e ímãs permanentes. Além da força de repulsão que surge entre eles, há uma força de atração devido ao aprisionamento de fluxo magnético nos supercondutores, força esta que pode garantir a estabilidade passiva do mancal. Essa é uma grande vantagem com relação aos demais mancais magnéticos, pois confere aos mancais supercondutores uma boa estabilidade sem a necessidade de um sistema de controle. Por outro lado, existe a necessidade de um sistema de refrigeração para o supercondutor, que trabalha em temperaturas baixas (90 K). Já o alto custo desse tipo de mancal devido ao emprego de materi-

ais supercondutores, deixa sua aplicação restrita a situações muito particulares.

Os mancais magnéticos ativos são claramente mais vantajosos em relação aos passivos. A razão para a preferência pelos ativos torna-se clara quando as vantagens e desvantagens em termos de propriedades dos mancais são comparadas. Como principal vantagem, os mancais magnéticos ativos apresentam capacidades funcionais que podem ser livremente (dentro das limitações físicas, entretanto) ajustadas pelo controle, ao passo que, os mancais magnéticos passivos têm uma quantidade fixa de propriedades dadas pelos seus tamanho e projeto mecânico. Típicos exemplos de parâmetros ajustáveis e capacidades adicionais dos mancais magnéticos ativos são a rigidez (tanto estática quanto dinâmica), amortecimento, posicionamento estático independentemente da carga, atenuação da força de desbalanceamento em sistemas rotativos, geração e monitoramento da força de excitação, para citar apenas algumas.

Também é importante mencionar que em sistemas puramente passivos, a suspensão de um corpo rígido em todos os seus seis graus de liberdade e utilizando somente ímãs permanentes, é fisicamente impossível, uma vez que sempre haverá ao menos um grau de liberdade instável (SCHWEITZER; MASLEN, 2010). Consequentemente, os graus de liberdade instáveis na configuração dos mancais magnéticos passivos devem ser estabilizados por uma força de origem física diferente como, por exemplo, um eletroímã ativo, por um rolamento mecânico, ou outro meio. Outra desvantagem dos mancais magnéticos passivos é seu típico baixo amortecimento. Por esse motivo, serão necessários elementos de amortecimento adicionais, mecânicos ou eletromagnéticos, de forma a prover a adequada força de amortecimento externa, necessária em quase todos os sistemas passivos.

Os mancais magnéticos ativos apresentam uma tecnologia de implementação bem difundida, a possibilidade de operar em altas rotações e com baixas perdas de energia. No entanto, devido à instabilidade característica desse tipo de mancal, são empregados sistemas de controle bastante complexos, com sensores de posição e algoritmos avançados que podem avaliar a posição do eixo e a regulam a corrente das bobinas até 10000 vezes por segundo (SOBRINHO, 2008).

Por motivos de segurança, são frequentemente utilizados mancais auxiliares (de rolamento) caso ocorram falhas no sistema de controle ou no fornecimento de energia (SOBRINHO, 2008) (LIN-JING; CHUAN-

YU; PENG, 2010). Também pode haver a necessidade de se utilizar um sistema de resfriamento das bobinas que geram bastante calor durante a operação do mancal.

5.2.1 Sistema de controle dos mancais magnéticos ativos.

A figura 81 (SCHWEITZER; MASLEN, 2010) retrata o exemplo mais simples de mecanismo de controle para um mancal magnético ativo, que compreende todos os componentes necessários de um sistema de mancal magnético ativo padrão.

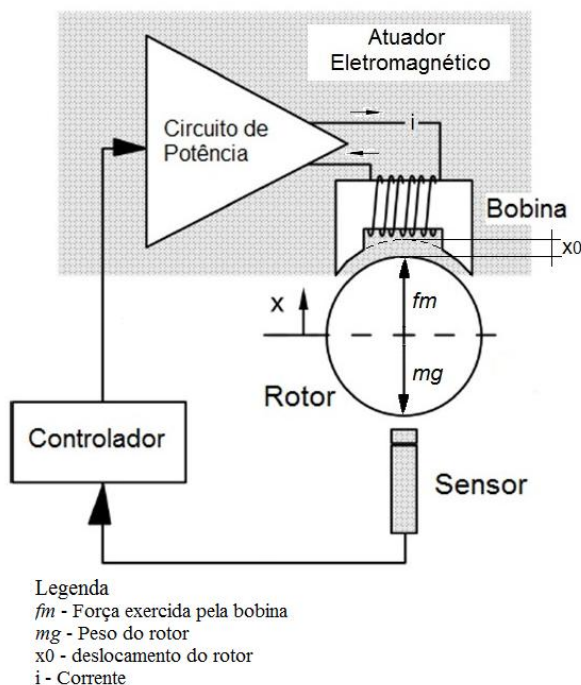


Figura 81: Representação esquemática de um Mancal Magnético Ativo básico.

Para se conseguir a rotação livre de atrito do rotor em um mancal magnético, este deve levitar livremente a uma distância prescrita x_0 do eletroímã do mancal, conforme ilustrado na figura 81. Os mancais magnéticos ativos trabalham com bobinas que geram um campo magnético

cuja força magnética resultante mantém o rotor centralizado e na posição de trabalho desejada. A posição do rotor é monitorada por sensores, sem contato físico (frequentemente do tipo indutivo ou por corrente parasita), localizados no estator do mancal, que medem o desvio entre a posição desejada (x_0) e a posição atual do rotor (x), alimentando o controlador com essas informações. Ocorrendo uma mudança da posição de operação do rotor, os sensores enviam um sinal proporcional ao deslocamento para o sistema de controle que, por sua vez, processa o sinal e envia um comando para um circuito de potência. Esse circuito alimenta as bobinas com a corrente necessária para alterar o campo magnético de forma a compensar o deslocamento com a alteração da força f_m , fazendo com que o rotor retorne à sua posição de trabalho (LARSONNEUR, 2006).

O objetivo primário do controlador é manter a posição do rotor no valor desejado. Para isto, não somente um equilíbrio das forças envolvidas²⁵ deve ser estabelecido, mas, como a mais importante qualidade do controle, a estabilização do dispositivo de controle deve ser atingida.

O amplificador de potência e o eletroímã do mancal são elementos fortemente interdependentes e a sua combinação também é chamada de atuador eletromagnético na literatura. Importantes propriedades globais dos mancais magnéticos, tal como a força dinâmica, dependem fortemente de ambos: amplificador de potência e configuração do eletroímã. A tensão e a corrente no amplificador dependem: da geometria do mancal; do número de espiras e da indutância da bobina do mancal.

A instalação da figura 81 descreve um único grau de liberdade e, assim, corresponde a uma forte simplificação de um mancal magnético real. Rotações e movimentos transversais do rotor não podem ser controlados por um único eletroímã e requer um arranjo mais complexo com diversos eletroímãs e um controle com diversos canais. Não obstante, as propriedades básicas do mecanismo de controle de um mancal magnético ativo podem ser facilmente investigadas usando esse simples exemplo de mancal.

Como visto até o momento, os mancais magnéticos ativos apresentam uma operação isenta de atrito mecânico, o que representa uma grande vantagem sobre os mancais de rolamento. No entanto, os mancais magnéticos não estão livres de perdas que tem outros fatores como agentes causadores.

²⁵ no caso da figura 81, somente a força magnética (f_m) e o peso do rotor (mg).

5.2.2 Perdas em mancais magnéticos ativos.

A principal razão para o estudo dos mancais magnéticos ativos (AMBs) no presente trabalho é a obtenção de mancais com a menor perda de energia possível sobre o rotor do motor elétrico, bem como, verificar se é possível obter um controle adequado dessas perdas, de forma a garantir a repetibilidade e a reprodutibilidade quando testados motores com diferentes configurações, ou seja, reduzir o quanto possível e mensurar com um mínimo de erro as perdas nos mancais do motor elétrico em teste.

Geralmente, os AMBs produzem perdas muito menores que os mancais de elementos rolantes ou por filme fluido, entretanto, como os AMBs são sistemas mecatrônicos complexos, existem diversos mecanismos que produzirão potenciais perdas (módulos de controle eletrônico, amplificadores de sinal, resistência elétrica nos cabos e enrolamento do estator, etc.) (SCHWEITZER; MASLEN, 2010). No entanto, neste trabalho, as perdas produzidas pelos mecanismos de controle e geração do campo magnético dos AMBs serão supridas pela energia elétrica disponível no laboratório de testes, nos interessando somente as perdas que o AMBs produzirão sobre o rotor do motor elétrico em teste.

Sobre o rotor, classificam-se as perdas em aerodinâmicas (produzidas pelo atrito do ar com o eixo e os demais componentes girantes do motor) e magnéticas (produzidas pela histerese magnética e pelas correntes parasitas que o campo magnético produz sobre o eixo).

5.2.2.1 Perdas aerodinâmicas

Perdas aerodinâmicas são proporcionais ao cubo da velocidade periférica do componente em rotação, de forma que, apresentam maior magnitude em componentes com maior diâmetro externo, tais como, rodas-livre e induzidos de motores elétricos (SCHWEITZER; MASLEN, 2010). Sendo assim, a influência das perdas aerodinâmicas ocorre de forma independente ao tipo de mancal utilizado.

Se considerarmos um possível motor elétrico sendo testado com mancais magnéticos e o analisarmos como um todo, é preciso verificar se alguma alteração feita nos elementos em rotação do motor em teste não afetaria o arrasto aerodinâmico de forma a alterar os resultados do ensaio.

Também se deve considerar que em testes comparativos entre motores elétricos idênticos²⁶ as perdas aerodinâmicas devem ser idênticas para ambos. No entanto, se existirem dúvidas quanto à similaridade aerodinâmica entre eles ou deseja-se mensurar as perdas aerodinâmicas em motores com rotores distintos, deve-se prever testes onde os efeitos aerodinâmicos sejam isolado, talvez, realizando os testes em câmaras de de vácuo, por exemplo. Tal análise não é objeto deste estudo, no entanto, é importante ressaltar que a análise das perdas aerodinâmicas do motor como um todo é importante para trabalhos futuros.

Dessa forma, uma análise das perdas aerodinâmicas em mancais magnéticos, extraída de SCHWEITZER e MASLEN (2010), pode ser muito útil, tanto na análise das perdas aerodinâmicas do motor como, principalmente, no desenvolvimento de um mancal para os motores de teste e que, por esse motivo, será desenvolvida a seguir.

Esta análise é baseada em resultados de pesquisas experimentais sobre pequenos rotores, com comprimentos de até 200 mm e diâmetros de até 75 mm, com a vantagem de terem sido efetuadas verificações experimentais, algo difícil de encontrar em literaturas.

O arrasto viscoso de um corpo em movimento imerso em um gás ou líquido é, geralmente, descrito por um coeficiente de arrasto adimensional “c”. Para corpos com forma geométrica similar a discos (figura 82a) ou cilindros (figura 82b) (SCHWEITZER; MASLEN, 2010), “c” é dependente somente do número de Reynolds (Re), dado pela equação 24.

$$Re = \frac{R^2 \omega}{\nu} \quad (24)$$

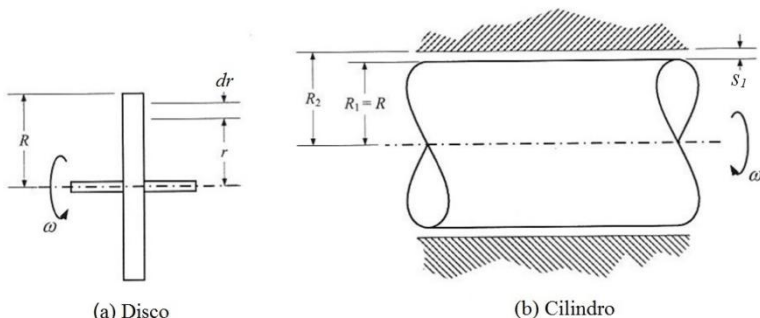
Onde:

Re	Número de Reynolds;	[adm]
R	raio do cilindro;	[m]
ω	frequência rotacional;	[rad/s]
ν	viscosidade cinemática.	[m ² /s]

O valor da viscosidade cinemática “ ν ” é dependente do fluido em que o corpo está inserido e de sua temperatura. Para cálculos em mancais magnéticos, bem como motores elétricos, duas geometrias básicas

²⁶ motores com dimensões e formas semelhantes, neste caso, especialmente das superfícies do rotor e da parte interna do estator.

são as mais importantes: um disco rotativo com espessura desprezível (figura 82a) e um cilindro com comprimento muito longo em comparação ao seu diâmetro (figura 82b):



Legenda

dr - variação infinitesimal de raio

R - raio externo do disco

r - raio de uma posição aleatória

ω - frequência rotacional

R_1 - raio externo do rotor cilíndrico

R_2 - raio interno do cilindro

s_1 - folga entre eixo e cilindro

Figura 82: Geometria do disco (a) e do cilindro (b).

- 1) **Disco:** O torque de frenagem para o disco pode ser calculado através da equação 25.

$$M_s = \pi c_s \rho \omega^2 R^5 \quad (25)$$

Onde:

M_s	momento de frenagem do disco;	[N.m]
ρ	densidade do gás em circulação;	[kg/m ³]
ω	frequência rotacional;	[rad/s]
c_s	coeficiente de arrasto para o disco;	[adm]
R	raio do eixo.	[m]

- 2) **Cilindro:** O torque de frenagem para o cilindro pode ser calculado através da equação 26.

$$M_z = \pi c_z \rho \omega^2 R^4 L \quad (26)$$

Onde:

M_z	momento de frenagem do cilindro;	[N.m]
ρ	densidade do gás em circulação;	[kg/m ³]
ω	frequência rotacional;	[rad/s]
c_z	coeficiente de arrasto para o cilindro;	[adm]
R	raio do eixo;	[m]
L	comprimento do cilindro.	[m]

- 3) **Rotor cilíndrico:** é uma combinação de disco e cilindro. Os rotores usados em aplicações técnicas são, frequentemente, combinações de cilindros e discos. Para rotores com relação L/R entre 0,5 e 6 não é permitido usar “ c_z ” para a parte cilíndrica e “ c_s ” para suas extremidades porque os distúrbios do fluxo nas arestas entre as partes cilíndricas e as extremidades tornam-se cada vez mais importantes com o decréscimo da relação L/R. Para esses casos, foi definido o coeficiente de arrasto “ c_ω ”, que é dependente da relação L/R. O torque de frenagem para um rotor cilíndrico com relação L/R entre 0,5 e 5 pode ser calculado com a equação 27:

$$M_\omega = \pi c_\omega \rho \omega^2 R_1^5 \left(1 + \frac{L}{R_1} \right) \quad (27)$$

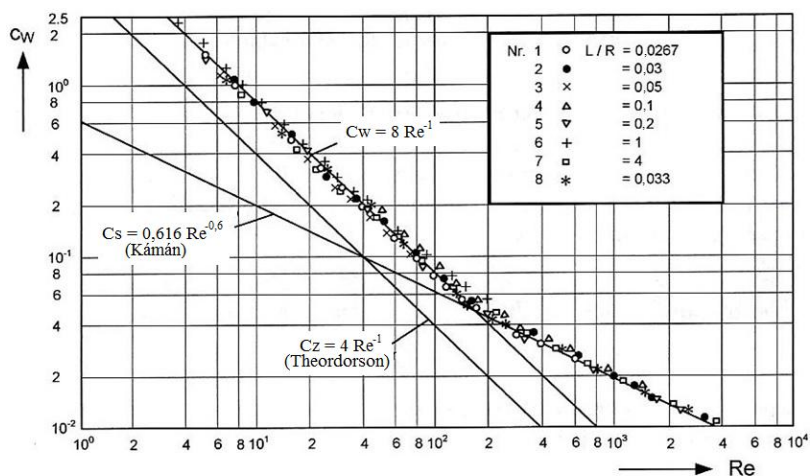
Onde:

M_ω	torque de frenagem no rotor cilíndrico;	[N.m]
ω	frequência rotacional;	[rad/s]
c_ω	coeficiente de arrasto para o cilindro;	[adm]
R_1	raio do rotor cilíndrico;	[m]
L	comprimento do rotor cilíndrico.	[m]
ρ	densidade do gás em circulação;	[kg/m ³]

Duas situações são previstas para a determinação do coeficiente de arrasto “ c_ω ”: cilindros “lisos” e cilindros com “ranhuras” na superfície cilíndrica.

Para cilindros “lisos”, foram realizadas determinações experimentais de “ c_w ” para rotores com relações L/R entre 0,1 e 6. As superfícies dos rotores apresentavam acabamentos usuais de peças usinadas e “ c_w ” foi avaliado para baixos números de Reynolds (Re). Os resultados obtidos e apresentados na figura 83 (SCHWEITZER; MASLEN, 2010) mostram que, no domínio de $Re < 4000$, os resultados para os diversos L/R decrescem juntos e “ c_w ” torna-se independente da relação L/R :

- i. Para $Re < 170$, $c_w \approx 8Re^{-0,5}$
- ii. Para $170 < Re < 4000$, $c_w \approx 0,616Re^{-0,5}$



Legenda

C_s - coeficiente de arrasto para o disco
 C_z - coeficiente de arrasto para o cilindro
 C_w - coeficiente de arrasto para o rotor cilíndrico
 Nr - número de referência
 Re - número de Reynolds
 L - comprimento
 R - raio

Figura 83: Coeficientes de arrasto medidos em rotações livres de rotores cilíndricos ($Re < 4000$) (SCHWEITZER; MASLEN, 2010).

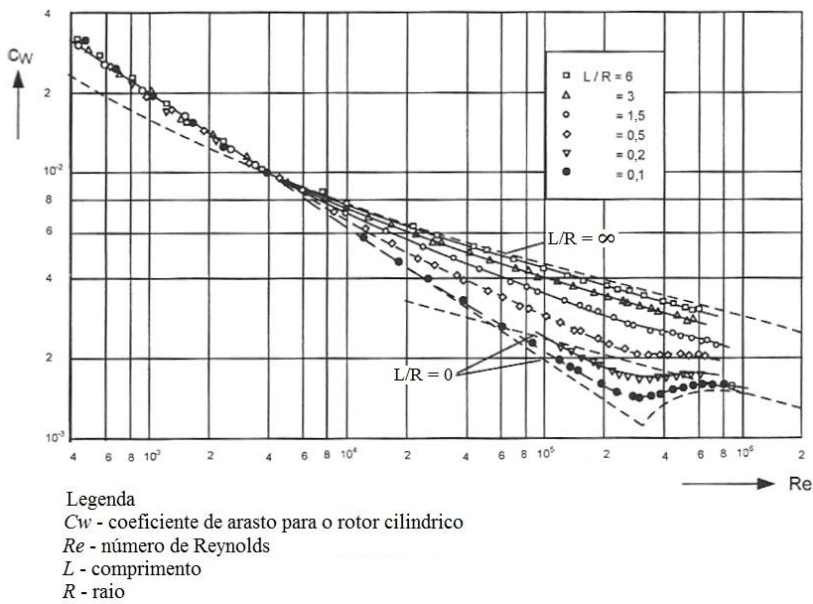


Figura 84: Coeficientes de arrasto medidos em rotações livres de rotores cilíndricos ($Re > 4000$) (SCHWEITZER; MASLEN, 2010).

Os resultados apresentados no gráfico da figura 84 mostram que, no domínio com fluxo turbulento ($Re > 4000$), os resultados para os diversos L/R falham entre os resultados calculados para $L/R=0$ (disco) e $L/R=\infty$ (cilindro muito longo). Para rotores com $L/R > 6$, o coeficiente de arrasto “ c_z ” para cilindros muito longos é uma aproximação muito boa e pode ser utilizado em muitas aplicações técnicas onde $L/R > 6$ é verificado.

iii. Para $Re > 4000$ e $L/R > 6$, $c_{\omega} = 6,3 \times 10^{-2} Re^{-0,225}$

Esses resultados são resumidos na figura 85.

Regime de fluxo	Coeficiente de arrasto
$Re < 170$	$c_{\omega} = 8Re^{-1}$
$170 < Re < 4000$	$c_{\omega} = 0,616Re^{-0,5}$
$Re > 4000$ e $L/R > 6$	$c_{\omega} = 6,3 \times 10^{-2} Re^{-0,225}$

Fonte: (SCHWEITZER; MASLEN, 2010)

Figura 85: Coeficientes de arrasto cilíndricos.

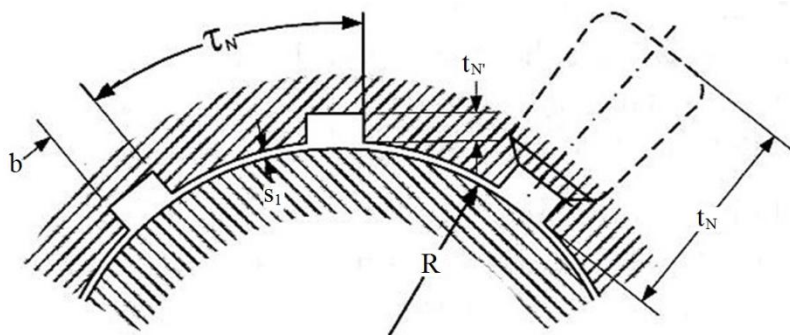
O caso dos rotores cilíndricos envoltos com ranhuras onde a relação entre a lacuna de ar “s” e o raio “R” é pequena é importante nas aplicações técnicas. Os coeficientes de arrasto dos cilindros com ranhuras dependem da relação s/R. Neste caso, um número de Taylor, que depende da lacuna de ar “s”, é utilizado em adição ao número de Reynolds, como em 28.

$$Ta = \frac{R_1 \varpi s_1}{\nu} \sqrt{\frac{s_1}{R_1}} \quad (28)$$

Onde:

T_a	Número de Taylor;	[adm]
R	Raio do eixo;	[m]
ϖ	Frequência rotacional;	[rad/s]
s_1	Lacuna de ar;	[m]

em que $41,3 < Ta < 400$ caracteriza a transição de fluxo laminar para turbulento. Em motores, assim como em mancais magnéticos, o estator envolvendo o rotor é frequentemente ranhurado.



Legenda

- τ_N - espaçamento entre ranhuras
- t_N - profundidade da ranhura
- t_N' - projeção característica da ranhura (referência)
- b - largura da ranhura
- s_1 - lacuna de ar
- R - raio externo do rotor

Figura 86: Rotor com estator ranhurado.

O caso de furos cilíndricos com ranhuras, conforme a figura 86, foi analisado e, baseado nesses resultados experimentais, foram distinguidas três categorias para os coeficientes de arrasto “ c_{z2} ”, como segue:

- 1) Para $Re < 170$ e $s/R > 0,25$, a blindagem e as ranhuras não têm influência e a equação do rotor liso (29) pode ser aplicada:

$$c_{z2} = 8Re^{-1} \quad (29)$$

Onde:

c_{z2}	coeficiente de arrasto;	[adm]
Re	número de Reynolds.	[adm]

- 2) A figura 87 mostra que para $Ta < 41,3$ tem-se o coeficiente de arrasto determinado na equação 30.

$$c_{z2} = \frac{1,8}{Re} \left(\frac{s_1}{R} \right)^{-0,25} \frac{R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \quad (30)$$

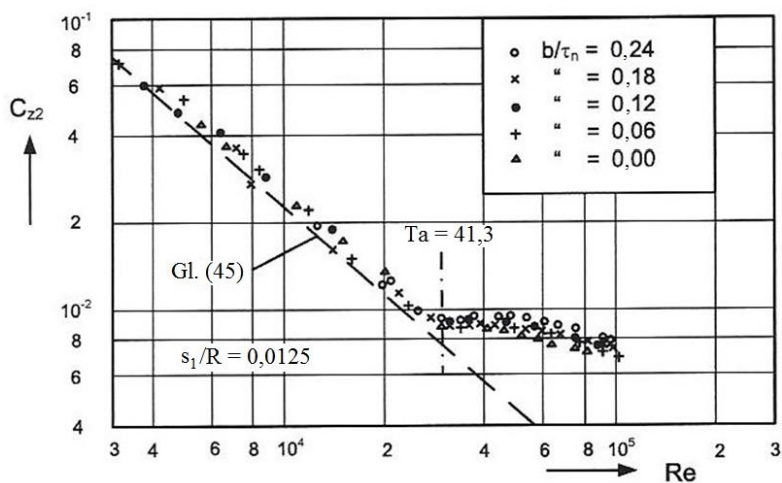
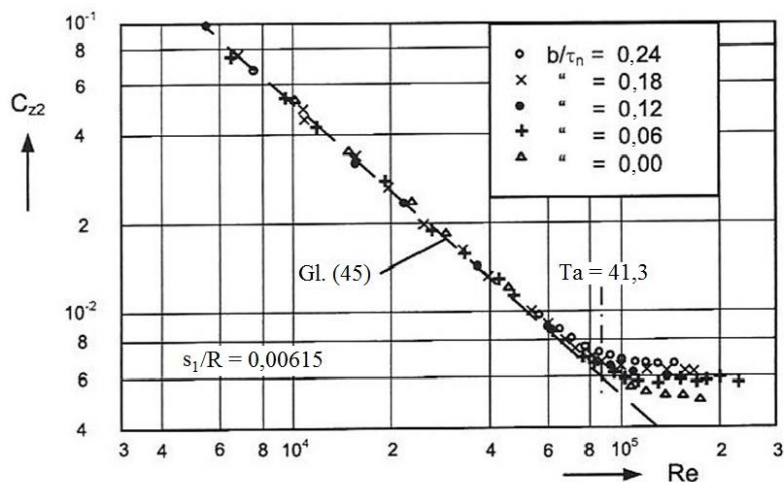
Onde:

c_{z2}	coeficiente de arrasto;	[adm]
Re	número de Reynolds.	[adm]
R	raio do rotor;	[m]
s_1	lacuna de ar;	[m]
R_1	raio do rotor cilíndrico;	[m]
R_2	raio do cilindro.	[m]

- 3) Já para $Ta > 41,3$ e $s/R < 0,0125$ (figura 75b) tem-se:

$$c_{z2} = constante = c_{z2}(Ta = 41,3)$$

O coeficiente de arrasto obtido pela figura 87a (para $s_1/R = 0,00615$) ou 87b (para $s_1/R = 0,0125$), medidos de rotações de rotores cilíndricos envoltos por ranhuras, mostra também que “ c_{z2} ” é quase independente das ranhuras.



Legenda

T_n - espaçamento entre ranhuras

b - largura da ranhura

s_1 - lacuna de ar

R - raio externo do rotor

C_{z2} - coeficiente de arrasto para rotores cilíndricos envoltos com ranhuras

Gl - parâmetro do gráfico logarítmico

Ta - número de Taylor

Re - número de Reynolds

Figura 87: Coeficientes de arrasto c_{z2} para $s_1/R = 0,00615$ (a) e $0,0125$ (b).

5.2.2.2 Perdas magnéticas Pfe.

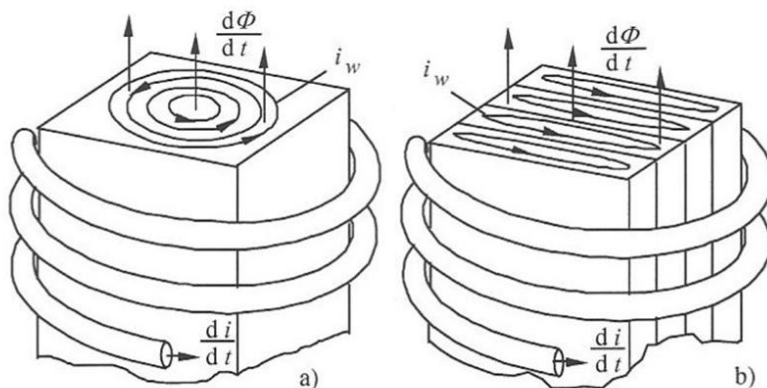
As perdas magnéticas no rotor são causadas pela variação na densidade de fluxo magnético “B” nos componentes contendo ferro sendo, no caso dos mancais magnéticos, o eixo de aço do rotor. As perdas magnéticas dividem-se em perdas por histerese magnética “Ph” (*hysteresis losses*) e perdas por correntes parasitas “Pe” (*eddy-current losses*).

1) Perdas por correntes parasitas (Pe).

As correntes parasitas aparecem devido à variação do fluxo magnético e da polaridade do ferro presente no eixo do rotor, quando este movimentar-se através dos magnetos do mancal com polaridades diferentes. As perdas são produzidas quando essas correntes parasitas atravessam a resistência elétrica do próprio ferro contido no eixo do rotor.

Para altas velocidades de rotação, as perdas por correntes parasitas são mais significativas, sendo, basicamente, proporcionais ao quadrado da velocidade de rotação do rotor e ao quadrado da amplitude de densidade de fluxo magnético “B”. As perdas por correntes parasitas podem ser reduzidas pelo aumento da resistência elétrica do aço e pela sua laminação.

Quando a densidade de fluxo magnético muda dentro do núcleo de ferro, correntes parasitas são formadas. Um núcleo magnético sólido (figura 88a) atua como uma bobina em curto circuito e gera grande quantidade de correntes parasitas, sendo que, as perdas produzidas por estas correntes podem ser reduzidas pela divisão do núcleo de ferro em placas isoladas (figura 88b), ou em partículas (núcleos sinterizados).



Legenda

$d\phi$ - variação infinitesimal do fluxo magnético

dt - variação infinitesimal do tempo

di - variação infinitesimal da corrente elétrica

i_w - corrente parasita

Figura 88: Redução das perdas por correntes parasitas: a) núcleo de ferro maciço; b) núcleo de ferro laminado.

Quanto mais finas forem as placas menores serão as perdas por correntes parasitas.

As perdas nas placas laminadas de ferro podem ser calculadas pela equação 31, aproximadamente, se o fluxo nessas placas for sinusoidal e uniformemente distribuído (SCHWEITZER; MASLEN, 2010).

$$P_e = \frac{1}{6\rho} \pi^2 e^2 f_r^2 B_m^2 V_{fe} \quad (31)$$

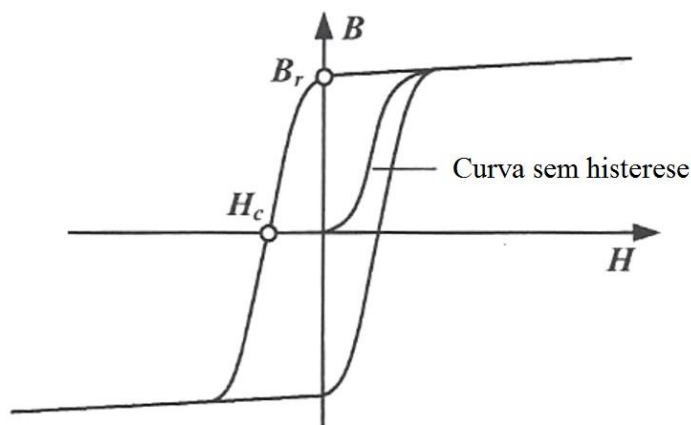
Onde:

P_e	perda por corrente parasita;	[W/kg]
ρ	resistência elétrica específica do ferro;	[Ωm]
e	espessura da placa de ferro;	[m]
f_r	frequência de remagnetização;	[Hz]
B_m	densidade máxima de fluxo magnético;	[T]
V_{fe}	volume de ferro.	[m ³]

2) Perdas por histerese magnética (Ph).

As perdas por histerese magnética são causadas pela histerese na magnetização dos materiais ferromagnéticos contidos no eixo dos mancais magnéticos, sendo, basicamente, proporcionais à velocidade de rotação do rotor. As perdas por histerese magnética são menos críticas que as perdas por correntes parasitas em altas velocidades de rotação do motor. Por outro lado, as perdas por histerese magnética são dependentes da densidade de fluxo magnético “B” na proporção de $B^{1,6}$ (SCHWEITZER; MASLEN, 2010).

Na remagnetização, o ferro no diagrama B-H viaja ao longo de um ciclo de histerese magnética, conforme mostra a figura 89.



Legenda

B - densidade de fluxo magnético

B_r - remanescência

H - campo magnético

H_c - coercividade

Figura 89: Diagrama B-H (ciclo de histerese).

A cada ciclo, a energia diminui da perda calculada pela equação 32:

$$W_h = V_{fe} A_{BH} \quad (32)$$

Onde:

W_h	perda de energia por histerese;	[W/kg]
V_{fe}	volume de ferro;	[m ³]
A_{BH}	área do ciclo de histerese;	[m ²]

Consequentemente, as perdas por histerese são proporcionais à frequência de remagnetização f_r . A área do ciclo de histerese depende do material do magneto e da amplitude B_m da densidade de fluxo magnético. Para o ferro e densidades de fluxo magnético entre 0,2 e 1,5 Tesla, a equação 33 é válida.

$$P_h = k_h f_r B_m^{1,6} V_{fe} \quad (33)$$

Onde:

P_h	perdas por histerese magnética;	[W/kg]
k_h	resistência elétrica específica do ferro;	[Ωm]
f_r	frequência de remagnetização;	[Hz]
B_m	densidade máxima de fluxo magnético;	[T]
V_{fe}	volume de ferro.	[m ³]

Na equação 33, a constante do material k_h deve ser extraída de dados experimentais de perdas e da área do ciclo de histerese respectivamente. A equação 33 e as indicações de perda utilizadas na engenharia elétrica são dadas para campos alternados de uma dimensão. Já, perdas por histerese causadas por campos rotativos podem ser o dobro, que podem ser convertidas através de curvas levantadas experimentalmente. Uma vez que a distribuição do campo magnético em torno do rotor está muito longe de ser senoidal, sua representação em série de Fourier incluirá muitas harmônicas do ângulo rotacional. O efeito superficial mudará significativamente a distribuição do campo dentro do ferro quando o rotor gira. Para uma análise detalhada das perdas por histerese magnética, as harmônicas de ordem superior devem ser consideradas.

3) Perdas magnéticas totais (correntes parasitas e histerese magnética).

Na engenharia elétrica, as perdas magnéticas são normalmente referidas de uma forma padronizada, por exemplo, para frequências de 50 Hz ou 60 Hz, e expressas em W/kg para densidades de fluxo de 0,5 Tesla, 1 Tesla ou 1,5 Tesla. Quando as perdas são calculadas em outras frequências e fluxos de densidade magnética, as perdas globais devem ser divididas em perdas por histerese magnética e perdas por correntes parasitas, antes que ambas as partes possam ser convertidas para as equações 32 e 33.

A densidade de fluxo magnético na superfície do rotor, e a inerente perda por histerese magnética, dependem da forma estrutural do mancal. No modelo do mancal indicado na figura 90a, o ferro é remagnetizado duas vezes a cada revolução do eixo. Neste caso, as correntes parasitas podem ser mantidas baixas uma vez que o rotor pode ser facilmente laminado, por exemplo, construído como uma pilha de placas laminadas circulares perfuradas. A figura 90a mostra sequência de polaridade magnética de NSSNSSN. Nesse modelo, a frequência de remagnetização é duas vezes a frequência de rotação. Se a sequência de polaridade magnética NSNSNSNS for escolhida, a frequência de remagnetização será quatro vezes a frequência de rotação.

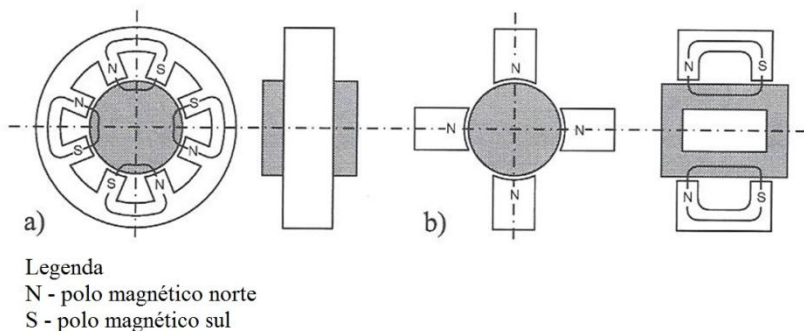


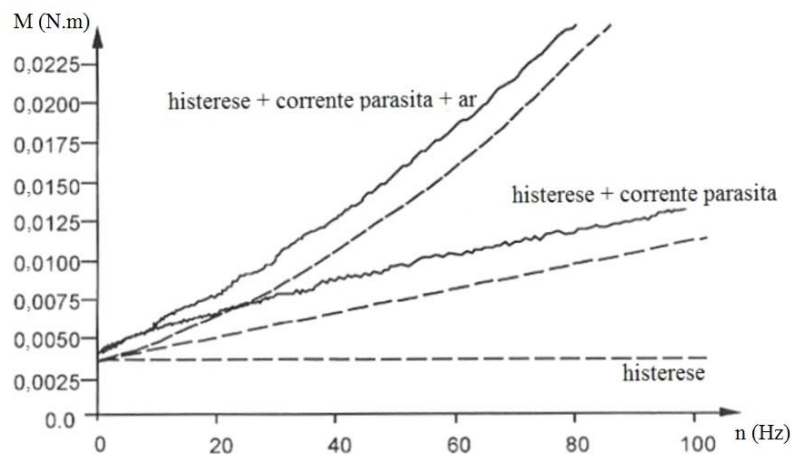
Figura 90: Modelos de mancais radiais e linhas de campo: a) perpendiculares ao eixo do rotor, b) paralelas ao eixo do rotor.

A sequência de polaridade magnética NSNSNSNS tem a vantagem de que o fluxo magnético de cada um dos polos no rotor se divide em duas metades para os dois polos adjacentes. O resultado é que o volume total do rotor pode ser a metade para esta sequência, permitindo rotores com maiores diâmetros internos e, portanto, rotores mais rígidos.

Se, ao contrário, o mancal tiver a forma indicada no modelo da figura 90b, o ferro atravessa polos com polaridades iguais, fazendo com que as perdas magnéticas sejam menores que as produzidas no modelo da figura 90a. Entretanto, é quase impossível laminar rotores para o modelo da figura 90b, sendo este frequentemente utilizado em mancais com ímãs permanentes.

As perdas magnéticas, tanto por histerese magnética quanto por correntes parasitas, podem ser influenciadas pela forma construtiva do mancal magnético (homopolar ou heteropolar), pelo volume e pela laminação dos componentes do mancal contendo ferro, pelo uso de ferro com baixo “loop” de histerese do diagrama B-H e alta resistência ôhmica, dentre outros fatores (SCHWEITZER; MASLEN, 2010).

As perdas magnéticas geram um torque de frenagem que apresenta uma componente de perda por histerese magnética, constante, e uma componente de perda por corrente parasita, o qual aumenta com a velocidade de rotação, como indicado no gráfico da figura 91.



Legenda

n - frequência rotacional

M - momento

— — — valores calculados

~~~~~ testes *spin-down*

Figura 91: Torques de ruptura a partir de testes *spin-down* e valores calculados.

É importante notar que, apesar das perdas por histerese magnética serem dependentes da rotação do mancal magnético, o torque provocado no mancal devido a essas perdas é constante, bem como, apesar das perdas por correntes parasitas serem proporcionais ao quadrado da velocidade de rotação do motor, o torque provocado no mancal por essas perdas aumenta linearmente com a frequência rotacional do motor.

Outra importante informação apresentada na figura 91 é a dimensão da influência das perdas aerodinâmicas em relação às perdas magnéticas. Como mencionado neste capítulo, onde se tratou das perdas aerodinâmicas, em altas rotações, as perdas aerodinâmicas podem ter influência tão significativa quanto às perdas magnéticas.

No caso específico deste trabalho, que visa obter mancais com baixas perdas, bom controle e repetibilidade durante os testes de motores elétricos, os mancais magnéticos ativos demonstram a melhor adequação com grandes vantagens sobre os mancais de elementos rolantes e mesmo sobre os aerostáticos, neste caso, principalmente por seu comportamento quando da aplicação de cargas dinâmicas e por conseguir boa rigidez, estabilidade e amortecimento em um mesmo mancal.



## 6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

### 6.1 CONCLUSÕES

A busca por uma melhoria de desempenho operacional e redução de custos de produção, associados a um elevado volume de produção, impôs aos fabricantes de compressores de refrigeração a necessidade de se pesquisar a influência de pequenas alterações de projetos sobre os componentes dos compressores, como os motores elétricos empregados nesses equipamentos. Um entrave nessas pesquisas é o atrito causado pelos mancais de rolamento utilizados nos motores de teste, que provocam perdas de rendimento e contribuem substancialmente para o aumento na dispersão dos valores de medição dos ensaios.

Sendo assim, este trabalho teve por objetivo analisar a viabilidade de se empregar rolamentos de material cerâmico em substituição aos rolamentos de aço, utilizados normalmente nos mancais dos motores de teste, de forma a reduzir a perda de rendimento por atrito nos mancais e, diminuir a dispersão dos valores das medições. Para isso, buscou-se verificar a existência de uma diferença entre os rendimentos do motor montado com rolamentos cerâmicos e com rolamentos de aço e se essa diferença pode representar uma vantagem no uso de rolamentos cerâmicos. Também procurou-se determinar se o motor com rolamentos cerâmicos tem repetibilidade e reprodutibilidade menores que com rolamentos de aço e que permitam realizar medições em ordem de grandeza inferiores às realizadas atualmente.

Para se alcançar esse objetivo, foram ensaiados dois pares de rolamentos de aço (diferenciados pelo uso de lubrificante) e por quatro pares de rolamentos de diferentes materiais cerâmicos, sendo: carbeto de silício (SiC), nitreto de silício ( $\text{Si}_3\text{N}_4$ ) e dois pares de zircônia ( $\text{ZrO}_2$ ).

Os resultados dos ensaios não comprovaram a existência de vantagens dos rolamentos cerâmicos sobre os metálicos que possam justificar sua aplicação, sendo que os mesmos apresentaram uma elevada degradação durante os ensaios realizados, especialmente os de zircônia que sofreram falhas catastróficas nas fases iniciais dos ensaios, não havendo possibilidade de utilizar os resultados dos ensaios destes na análise comparativa.

Notadamente, o material cerâmico mostrou-se mais frágil que o aço, exigindo maior cuidado na montagem dos rolamentos desse material no motor.

Os rolamentos de carbetto de silício e nitreto de silício apresentaram resultados superiores aos de aço com relação à perda de rendimento em rotações mais elevadas, havendo uma redução gradual dessa vantagem para rotações mais baixas até apresentarem um resultado similar ao rolamento de aço sem lubrificação na rotação de 1600 rpm. Com relação à carga aplicada, não houve uma diferença expressiva se comparados diferentes pontos de carga na mesma rotação, indicando que a rotação tem maior influência sobre o torque resistivo.

Outra constatação é que o uso de lubrificante pode levar a uma importante perda de rendimento, principalmente em testes de rotações elevadas uma vez que o rolamento de aço com lubrificação, se comparado ao rolamento similar sem lubrificação, apresentou um desempenho visivelmente inferior, apesar de que o lubrificante utilizado (graxa) tem uma viscosidade muito elevada e existem opções que produziriam perdas menores.

Com relação à dispersão de valores nos resultados das medições, não foi evidenciado que a utilização dos rolamentos cerâmicos analisados possibilite ao motor de testes um desempenho claramente superior do que quando utilizado o rolamento metálico sem lubrificação, pois os resultados da repetibilidade e da reprodutibilidade apresentam valores similares entre os modelos e, por vezes, inferiores dos cerâmicos.

Os fatores relacionados à montagem do motor apresentaram uma influência significativa para o rolamento cerâmico de carbetto de silício (SiC), tanto no sentido horário como no anti-horário onde a reprodutibilidade é muito superior à repetitividade.

Os resultados indicam que não haveria vantagens na substituição dos rolamentos de aço por rolamentos cerâmicos no ensaio de motores convencionais de refrigeração uma vez que:

- 1) os rolamentos cerâmicos apresentaram uma durabilidade e a resistência muito baixas, sendo muito suscetíveis a quebras e danos ou falhas de operação.
- 2) os ganhos de rendimento apresentados pelos rolamentos cerâmicos em rotações elevadas não ocorrem em rotações baixas.
- 3) a repetibilidade e a reprodutibilidade das medições de rendimento dos rolamentos cerâmicos não apresentam diferenças significativas se comparadas aos rolamentos metálicos, indicando que a substituição dos rolamentos de aço por cerâmicos não traria uma redução da aleatoriedade nos resultados dos en-



saio o que impossibilitaria a medição de pequenas diferenças de rendimento com um baixo nível de incerteza.

Também como objetivo deste trabalho, foi realizado um levantamento das opções de sistemas de mancais sem atrito mecânico que apresentem as melhores características para os fins desejados. Nesse levantamento, o mancal magnético ativo foi o que apresentou mais vantagens, destacando-se o melhor comportamento em aplicações com cargas dinâmicas e sua maior rigidez. Por ser um mancal ativo, também há uma maior flexibilidade quanto à configuração dos parâmetros de controle e, conseqüentemente, a possibilidade de otimização operacional para diferentes configurações de motores elétricos e parâmetros de ensaio.

## 6.2 PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

As propostas para trabalhos futuros, naturalmente, recairão sobre o desenvolvimento (ou aquisição) de um conjunto de mancais que eliminem o problema relacionado ao atrito dos mancais do motor, uma vez que, neste trabalho somente foi possível eliminar a opção da substituição dos rolamentos de aço por cerâmicos como uma solução viável.

No caso de se optar pelo desenvolvimento do mancal, e se a opção for pelo mancal magnético ativo, duas possibilidades de pesquisa podem ser abordadas, em conjunto, no projeto do mancal.

O estudo e desenvolvimento do sistema de monitoramento e controle de posição do mancal representa um grande desafio ao pesquisador devido à sua complexidade e importância, uma vez que o sucesso na produção de um mancal magnético ativo depende diretamente da qualidade do seu sistema de controle.

A segunda linha de pesquisa poderia recair sobre um sistema de resfriamento dos mancais, buscando uma solução prática e com a menor complexidade possível, uma vez que este sistema é necessário e é um dos fatores que encarece e, muitas vezes, inviabiliza o projeto desse tipo de mancal. Essa proposta leva em conta que os pesquisadores e professores ligados ao LABMETRO e, em especial, ao LIAE (Laboratório de Instrumentação e Automação de Ensaio), têm uma grande experiência na área de refrigeração.

Outra possibilidade de desenvolvimento de pesquisa recai diretamente sobre o motor elétrico para testes. Nos testes de motores elétricos em que o objetivo seja medir pequenas diferenças de rendimento, torque ou potência, resultantes de alterações em algum dos componentes

do motor ou em periféricos necessários ao seu funcionamento, deve-se considerar todo o restante do motor, à exceção do componente em estudo, como parte do sistema de medição, pois fontes de erros e incertezas presentes nos demais componentes podem mascarar resultados, comprometer ou mesmo inviabilizar a realização de testes. Sendo assim, o desenvolvimento de um motor específico para a utilização no tipo de ensaios citado poderia garantir a realização dos ensaios com o mínimo de interferência do motor nos resultados. Nesse caso, seria um estudo para identificar, quantificar e, se possível, eliminar as fontes de erros e incertezas relacionadas a cada componente do motor.

## REFERÊNCIAS

- AGILENT. **Agilent 34970A Data Acquisition/Switch Unit Family**. 2012. Disponível em: <<http://cp.literature.agilent.com/litweb/pdf/5965-5290EN.pdf>>. Acesso em: 18 mar. 2013.
- ALBERTAZZI, Armando; SOUSA, André Roberto de. **Fundamentos de Metrologia Científica Industrial**. Barueri: Manole, 2008. 408 p.
- AYDIN, M.; HUANG, Surong; LIPO, T. A. Torque Quality and Comparison of Internal and External Rotor Axial Flux Surface- Magnet Disc Machines. **IEEE Transactions on Industrial Electronics**. n. 3, v. 53, p. 822-830. mai. 2006.
- CAMPANHA, Marcos Vilodres. **Estudo sobre a vida útil de rolamentos fixos de uma carreira de esferas**. 2008. 93 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2008.
- COUSSEAU, T. , et al.: **Método Experimental para Determinação do Momento de Atrito em Rolamentos**. II Jornada Luso-Brasileira de Ensino e Tecnologia em Engenharia – JLBE 2009, Instituto Politécnico do Porto, Portugal, 2009.
- DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **DIN 50322:1986-03: Wear; wear testing categories**. 1986. 5 p. Disponível em: <<http://www.beuth.de/en/standard/din-50322/2959116>>. Acesso em: 10 de abril de 2014.
- ESPEJEL, Guillermo Morales. **Using a friction model as an engineering tool**. 2006, Evolution SKF, p. 27-30. Disponível em: <[http://www.skf.com/group/knowledge-centre/subscriptions/display\\_fact-box.html?itemid=12-106443](http://www.skf.com/group/knowledge-centre/subscriptions/display_fact-box.html?itemid=12-106443)>. Acesso em: 25 de maio de 2013.
- FITZGERALD, Arthur Eugene; KINGSLEY JUNIOR, Charles; U-MANS, Stephen D. **Máquinas Elétricas: Com introdução à eletrônica de potência**. 6. ed. Porto Alegre: Bookman, 2006. 648 p.

FOURKA, Mohamed; BONIS, Marc: **Comparison between externally pressurized gas thrust bearings with different orifice and porous feeding system**. Elsevier - Wear, v. 210, p. 311-317, 1997.

GRCAR, B et al.: **Pulsating Torque Reduction for Permanent Magnet AC Motors**. IEEE International Conference on Control Application, p. 288-293. Cidade do México, set. 2001.

HARRY, Tedric A. Friction in Rolling Bearings. In: HARRY, Tedric A.. **Rolling Bearing Analysis**. 3. ed. Nova York: John Wiley & Sons, 1990. Cap. 13. p. 445-512.

HE, D. et al. A Data Mining based Full Ceramic Bearing Fault Diagnostic System using AE Sensors. **IEEE Transactions on Neural Networks**, v. 22, i. 12, p. 2022-2031. dez. 2011.

INMETRO - Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia. **JCGM 100:2008. Avaliação de dados de medição: Guia para a expressão de incerteza de medição – GUM 2008**. Rio de Janeiro: INMETRO, 2012. Disponível em: <[http://www.inmetro.gov.br/inovacao/publicacoes/gum\\_final.pdf](http://www.inmetro.gov.br/inovacao/publicacoes/gum_final.pdf)>. Acesso em: 18 jun. 2012.

JING, Y. et al. Influence of the surface roughness on the micro-vibrations of the aerostatic air film. **IEEE International Conference on Information and Automation (ICIA)**, p. 540-543. Shenzhen, jun. 2011.

KHATAIT, J. P; LIN, W; LIN, W. J. Design and development of orifice-type aerostatic thrust bearing. **SIMTech technical reports**, n.1, v. 6, p. 7-12, jan. 2005.

LARSONNEUR, R. **Modeling and Analysis of Dynamic Mechanical Systems**: with a special focus on Rotordynamics and Active Magnetic Bearing (AMB) Systems. 2006. Short Lecture Course of MECOS Publications. Disponível em: <[http://www.mecos.com/pdf/Modeling\\_and\\_Analysis.pdf](http://www.mecos.com/pdf/Modeling_and_Analysis.pdf)>. Acesso em: 12 mar. 2012.

LIN-JING, Xiao; CHUAN-YU, Sun; PENG, Li. Analysis of Radial Magnetic Bearing Used in Magnetic Suspension Wind Power Generator.

**IEEE International Conference on E-Product E-Service and E-Entertainment (ICEEE)**, p. 1-4. Henan, nov. 2010.

LITA, Adrian; CHELES, Mihai. **Sensorless BLDC Control with Back-EMF Filtering Using a Majority Function**. 2008. Nota técnica da Microchip Technology Inc. Disponível em: < <http://ww1.microchip.com/downloads/en/AppNotes/01160b.pdf> > Acesso em: 30 de março de 2013.

MAGTROL (USA). **BSD Series Miniature Couplings**. 2009. Disponível em: < <http://www.magtrol.com/datasheets/bsd.pdf> >. Acesso em: 25 mar. 2013. (MAGTROL, 2009)

MAGTROL (USA). **Datasheet AHB Series Compressed-aircooled Hysteresis Brakes**. 2010. Disponível em: < <http://www.magtrol.com/datasheets/ahb.pdf> >. Acesso em: 25 mar. 2013. (MAGTROL, 2010)

MAGTROL (USA). **TM 300 Series In-Line Torque Transducers - User's Manual**. Rev. G, 2011. Disponível em: <<http://www.magtrol.com/manuals/tm300manual.pdf>>. Acesso em: 30 mar. 2012. (MAGTROL, 2011)

MAGTROL. **AMF Series Adjustable Motor Fixtures**. 2013. Disponível em: < <http://www.magtrol.com/datasheets/amf.pdf> >. Acesso em: 10 mar. 2013. (MAGTROL, 2013)

MONTGOMERY, Douglas C.; RUNGER, George C. Inferência Estatística para uma Única Amostra. In: MONTGOMERY, Douglas C.; RUNGER, **Estatística Aplicada e Probabilidade para Engenheiros**. 2. ed. Rio de Janeiro, LTC, 2003. Cap. 8, p. 157-171.

NATIONAL INSTRUMENTS. **Reconfigurable I/O - NI 7831R User Manual: Reconfigurable I/O Devices for PCI/PXI/Compact PCI Bus Computers**. 2004. Disponível em: < <http://www.ni.com/pdf/manuals/370489b.pdf> >. Acesso em: 12 jun. 2013.

NORTON, Robert L. Mancais de Rolamento e Lubrificação. In: NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**. 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2004. Cap. 10, p. 587.

PANZERA, Túlio Hallak. **Desenvolvimento de um Material Compósito Cerâmico para aplicação em Mancais Porosos**. 2007. 193 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2007.

PEREIRA, Iara Simoni. **Medição de Potência Elétrica em Motores Brushless Acionados por conversor de Frequência**. 2010. 199 f. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-graduação em Metrologia Científica e Industrial, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2010.

POPP, M; STERNAGEL, R. Hybrid ceramic and all ceramic anti friction bearings. **Space Mechanisms And Tribology: Proceedings of the 8th European Symposium**. 1999. Toulouse, v. 438, p. 105-110. set. 1999.

ROWE, W. Brian. **Hydrostatic, Aerostatic and Hybrid Bearing Design**. 1th ed. Waltham, Elsevier, 2012. p. 333.

SCHWEITZER, Gerhard; MASLEN, Eric H. **Magnetic Bearings - Theory, Design, and Application to Rotating Machinery**. 1th ed. New York City, Springer, 2010. p. 535.

SHAO, Jianwen. **Direct Back EMF Detection Method for Sensorless Brushless DC (BLDC) Motor Drives**. 2003. 83 f. Dissertação (Mestrado) – Curso de Engenharia Elétrica, Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and the State University, Virginia, 2003.

SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. Lubrificação e Mancais de Munhão. In: SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005. Cap. 12, p. 578-579.

SINGH, Bhim; SINGH, Sanjeev. State of the art on permanent magnet brushless DC motor drives. **Journal Of Power Electronics**. n.1, v.9, p. 1-17, New Delhi. jan. 2009.

SOBRINHO, Alexandre Postól. **Critérios de projeto e construção de motores de indução trifásicos de alta rotação**. 2008. 133 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

SOUZA NETO, Benjamin Medeiros. **Desenvolvimento de uma bancada para medição automatizada de potência mecânica em motores elétricos de alta rotação e baixo torque**. 2009. 130 f. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-graduação em Metrologia Científica e Industrial, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.

SPÂNU, C. et al.: A Comparison of Standardized Methods for Lubrication Failure Determination. **International Conference on Diagnosis and Prediction in Mechanical Engineering Systems (DIPRE'07)**, p.99-103, Galati, Romênia, out. 2007.

STOETERAU, Rodrigo Lima. **Introdução ao Projeto de Máquina-Ferramentas Modernas**. 2004. Disponível em: <[http://files.comunidades.net/mutcom/Projetos\\_de\\_maq.\\_ferramentas.pdf](http://files.comunidades.net/mutcom/Projetos_de_maq._ferramentas.pdf)>. Acesso em: 15 abr. 2014.

TAKEBAYASHI, H. Bearing for extreme special environment (4) – Application of Ceramic Bearings. **KOYO Engeneering Journal English Edition**, No.160E, p. 56-64, 2002.

TDK LAMBDA. **User Manual for GENESIS™ 750W/1500W Programmable DC Power Supplies**. 2006. Documento TDK Lambda 83-507-013, Rev. F. Disponível em: < [http://www.us.tdk-lambda.com/hp/pdfs/Product\\_manuals/83507013 .pdf](http://www.us.tdk-lambda.com/hp/pdfs/Product_manuals/83507013.pdf)>. Acesso em: 10 mar. 2013.

TOSHIBA MACHINE. **F-1 Aerostatic Bearing Technology**. Disponível em: <[http://www.toshiba-machine.co.jp/en/technology/tech\\_catalog/fl.html](http://www.toshiba-machine.co.jp/en/technology/tech_catalog/fl.html)>. Acesso em: 26 nov. 1012.

WENQI, M. et al. Research on Characteristics of Orifice Type Radial Aerostatic Bearings under High-speed Condition., **IEEE-International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM)**, p. 588-592, Beijing, ago. 2011.

YEDAMALE, Padmaraja. **Brushless DC (BLDC) Motor Fundamentals**. 2003. Nota técnica da Microchip Technology Inc.. Disponível em: <[http://www.microchip.com/stellent/idcplg?IdcService=SS\\_GET\\_PAG&nodeId=1824&appnote=en012127](http://www.microchip.com/stellent/idcplg?IdcService=SS_GET_PAG&nodeId=1824&appnote=en012127)>. Acesso em: 15 mar. 2012.

YOKOGAWA METERS & INSTRUMENTS CORPORATION. **WT210/WT230 Digital Power Meter - User's Manual**. 2013. Disponível em: <[http://www.yokogawa.co.jp/ftp/dist/ks/eusers/wt/kes5s/im/IM760401-01E\\_050.pdf](http://www.yokogawa.co.jp/ftp/dist/ks/eusers/wt/kes5s/im/IM760401-01E_050.pdf)>. Acesso em: 03 ago. 2013.



## APÊNDICE A – REVISÃO TEÓRICA SOBRE MOTORES *BRUSHLESS*

Embora sejam conhecidos como motores CC sem escovas ou motores *brushless* DC (BLDC), eles são um tipo de motor síncrono de corrente alternada e com ímãs permanentes no rotor, recebendo essa denominação por analogia construtiva e semelhanças de desempenho com os motores DC tradicionais, com escovas (FITZGERALD; KINGSLEY JUNIOR; UMANS, 2006). O motor BLDC emprega uma fonte de alimentação comutada aos enrolamentos de fase do estator por meio de dispositivos de potência, sendo a sequência de comutação feita por comutadores eletrônicos que, de forma análoga aos comutadores mecânicos dos motores DC com escovas, fornecem corrente para os enrolamentos do motor em função da posição do rotor. A fase de corrente do motor BLDC, é sincronizada com a força contraeletromotriz (*fcem*) para produzir um torque constante a uma velocidade constante. Os motores BLDC são geralmente controlados por um conversor de frequência trifásico associado a um sensor de posição, que proporciona um arranque estável e fornece o sinal de posição do rotor, necessário para controlar o comutador através da sequência de comutação apropriada. Esses sensores de posição podem ser de diferentes tipos, como: sensores Hall, *resolvers*<sup>27</sup> e sensores de posição absoluta (encoders) (YEDAMALE, 2003; FITZGERALD; KINGSLEY JUNIOR; UMANS, 2006; SINGH; SINGH, 2009).

O emprego desses sensores acarreta em um aumento dos custos de produção e do tamanho do motor, além da necessidade de um arranjo mecânico especial para a montagem dos mesmos, implicando na maior

---

<sup>27</sup> *Resolvers*, ou resolvidores, são um tipo de transdutor eletromagnético rotativo, aplicados nas medições de posição e velocidade em eixos rotativos. Um *resolver* consiste de um rotor cilíndrico e de um estator, onde ambos são fabricados com lâminas de ranhuras múltiplas e dois conjuntos de enrolamentos posicionados nas lâminas a 90° um do outro. A energização da fase de entrada do *resolver* com uma tensão CA induz uma tensão em cada um dos enrolamentos de saída. A tensão de saída nos enrolamentos é modulada pela amplitude da tensão de entrada em função do seno e do cosseno do ângulo de rotação mecânica. A posição (ou ângulo) do rotor é dada pelo arco tangente formado pela saída de tensão do enrolamento seno dividido pela saída do enrolamento coseno.

complexidade de projeto. Também há problemas específicos com relação a alguns sensores, como os de efeito Hall, que são sensíveis à temperatura, o que limita o funcionamento do motor em temperaturas abaixo de aproximadamente 75°C (SHAO, 2003). Por outro lado, em algumas aplicações não é possível montar qualquer tipo de sensor de posição no motor devido a restrições construtivas. Por esses motivos, existe um grande interesse no emprego de sistemas de controle do tipo *sensorless*, como o empregado nos motores de testes.

As principais vantagens apresentadas pelos motores BLDC em relação aos motores de escovas DC e motores de indução são (YEDAMALE, 2003; SINGH;SINGH, 2009).

- 1) melhores características de velocidade versus torque;
- 2) alta resposta dinâmica;
- 3) alta eficiência;
- 4) longa vida útil;
- 5) operação silenciosa;
- 6) maior velocidade de operação;
- 7) ausência de perdas de excitação;
- 8) simplicidade construtiva.

Além disso, a proporção do torque fornecido para o tamanho do motor é mais elevada, tornando-o útil para aplicações onde espaço e peso são fatores críticos.

### **Características construtivas do motor BLDC**

Conhecer as características construtivas e de desempenho dos equipamentos que serão objetos de estudo é de fundamental importância para o entendimento e a confiabilidade dos resultados obtidos. No caso específico dos ensaios deste trabalho, essa afirmativa tem sentido mais forte, pois o interesse recai sobre as influências exercidas por um dos componentes do motor – qual seja o mancal de rolamento – e todas as demais influências devem ser conhecidas, controladas ou não significantes em relação às do mancal.

Dessa forma, a seguir é apresentada uma visão geral das características dos principais componentes de um motor BLDC *sensorless*.

## Características do estator

O estator de um motor BLDC consiste de lâminas de aço sobrepostas, com enrolamentos colocados em ranhuras que são dispostas axialmente ao longo da superfície interna das lâminas (figura 92).

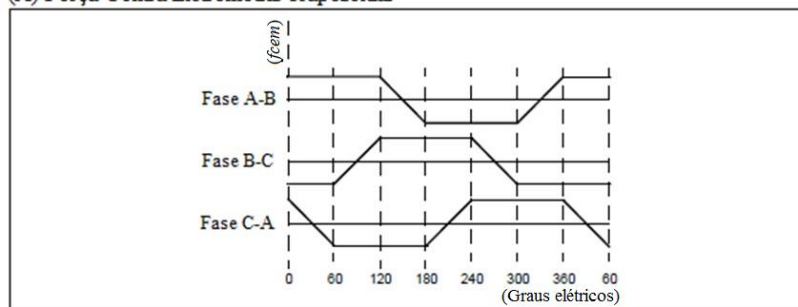


Figura 92: Enrolamentos e ranhuras de um estator de motor BLDC

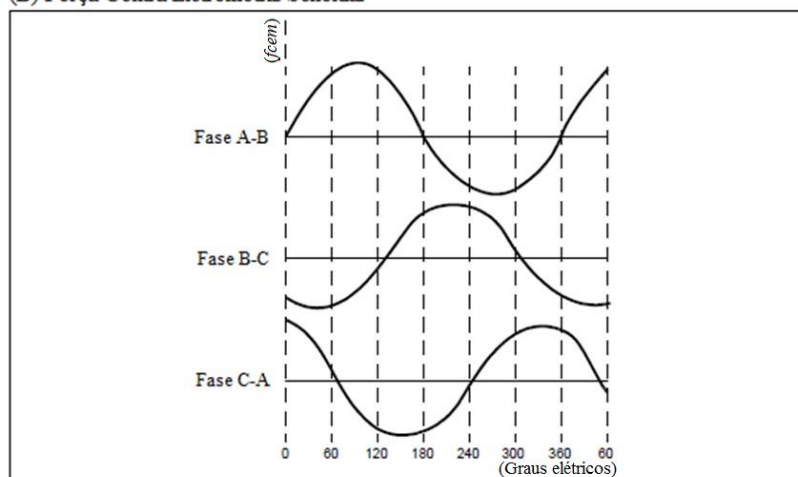
Esses estatores se assemelham aos de motores de indução, no entanto, os enrolamentos são distribuídos de modo diferente, sendo muito comum uma configuração com três enrolamentos ligados em forma de estrela. Cada um desses enrolamentos é formado por várias bobinas interligadas e são distribuídos de modo a formar os pares de pólos.

Existem dois tipos de variantes de enrolamentos do estator: motores senoidais e trapezoidais, sendo este o tipo de estator do motor empregado nos testes. Esta diferenciação é feita com base na interligação das bobinas dos enrolamentos do estator, a fim de se obter diferentes formas de *fcem*. Como seus nomes indicam, o motor trapezoidal tem uma *fcem* em forma trapezoidal e no senoidal a *fcem* do motor é senoidal, como mostrado na figura 93.

(A) Força Contra Eletromotriz Trapezoidal



(B) Força Contra Eletromotriz Senoidal

Figura 93: Forma de onda trapezoidal (A) e senoidal (B) de  $f_{cem}$ .

Além da  $f_{cem}$ , a fase de corrente também tem variações trapezoidais e senoidais nos respectivos tipos de motor. Isso faz com que o binário de saída de um motor senoidal seja mais suave do que a de um motor trapezoidal embora isso acarrete em um custo extra, pois os motores senoidais precisam de interligações adicionais dos enrolamentos devido à distribuição das bobinas no estator, aumentando desse modo o consumo de cobre para confecção dos enrolamentos do estator (YEDAMALE, 2012).

## Características do rotor

O rotor de um motor BLDC é composto de ímãs permanentes e pode variar de dois a oito pares de pólos, com pólos Norte (N) e Sul (S) alternados. Com base na densidade de campo magnético necessária, o material magnético adequado é escolhido para a produção do rotor. Ímãs de materiais ferromagnéticos são tradicionalmente usados para esse propósito, mas com o avanço da tecnologia, ímãs de liga de terras raras vem ganhando popularidade. Embora os ímãs de materiais ferromagnéticos tenham custos mais baixos, eles têm a desvantagem de apresentar uma baixa densidade de fluxo para um dado volume. Em contrapartida, os materiais de liga têm alta densidade de fluxo por volume e permitem que o rotor tenha dimensões mais reduzidas para o mesmo torque gerado. Neodímio (Nd), Samário-Cobalto (SmCo) e Neodímio-Ferrite-Boro (NdFeB), são alguns exemplos de ligas de ímãs de terras raras, sendo uma liga de Neodímio empregada nos ímãs permanentes do motor de testes utilizado nos ensaios (SINGH;SINGH, 2009).

## Princípio de operação

Na sequência de comutação (passo), cada fase tem um dos enrolamentos energizado positivamente (corrente entrando no enrolamento), o segundo é negativo (corrente saindo do enrolamento) e o terceiro está em uma condição não energizada, como pode ser visto no diagrama da figura 82 (LITA; CHELES, 2008). O torque é produzido devido à interação entre os campos magnéticos gerados pelas bobinas do estator e os campos dos ímãs permanentes do rotor. Idealmente, o pico do conjugado ocorre quando estes dois campos estão afastados de 90° elétricos entre si e decai à medida que os campos se aproximam (YEDAMALE, 2003). A fim de manter o motor em funcionamento, o campo magnético produzido pelas bobinas deve mudar de posição, enquanto o rotor move-se no sentido de alinhar o campo magnético deste com o do estator, o que implica no emprego de alguma forma de controle.

Motores trifásicos BLDC são controlados por conversores de frequência que, tipicamente, utilizam uma sequência de energização conhecida como "comutação de seis passos". Desta forma, observando-se a figura 94 que mostra o potencial aplicado a cada fase do motor em cada etapa de um ciclo, é possível notar que na etapa 1 as fases A e B estão energizadas e a fase C não é excitada. Este intervalo de condução dura 60 graus elétricos e representa um passo. Uma transição a partir de

uma etapa para outra etapa diferente é chamada comutação e, sendo assim, há seis etapas em um ciclo, que se repetem de forma padrão, compondo 360 graus elétricos ou uma revolução elétrica.

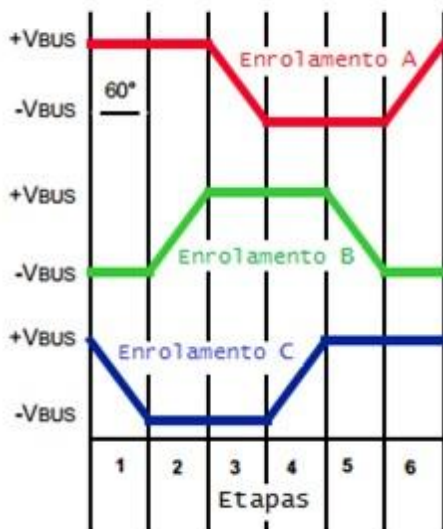
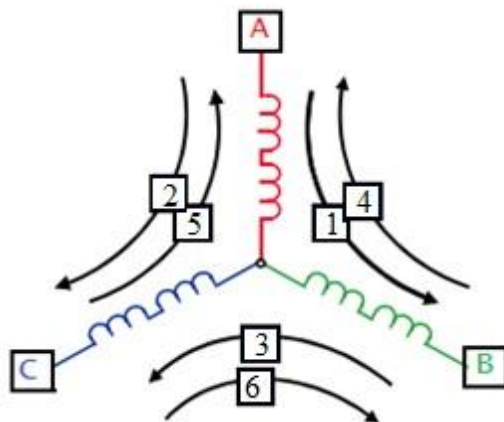


Figura 94: Princípio de comutação de seis passos

O tempo de comutação é determinado pela posição do rotor, que nos motores com sensor de posição é determinada por esses dispositivos. Nos motores *sensorless* não há esse tipo de sensor, e a determinação da posição do rotor é feita através do monitoramento dos parâmetros do motor (SINGH;SINGH, 2009; SHAO, 2003).

### Controle de posição *sensorless*

Existem várias formas de se detectar a posição do rotor que são baseadas na extração de informações de tensões e, por vezes, correntes nos terminais. Dentre elas tem-se a estimação pela variação da indutância do enrolamento do estator, o uso de estimadores de fluxo magnético e a detecção da posição através da *fcem*, sendo esta a mais difundida (SINGH;SINGH, 2009).

Quando um motor BLDC gira, cada bobina gera uma tensão conhecida como força contra-eletromotriz, ou *fcem*, que se opõe à tensão principal fornecida aos enrolamentos de acordo com a Lei de Lenz (FITZGERALD; KINGSLEY JUNIOR; UMANS, 2006). A polaridade da *fcem* se dá na direção oposta da tensão de energização e, analisando a equação 34 (LITA; CHELES, 2008), depende de três fatores principais:

- 1) velocidade angular do rotor;
- 2) campo magnético gerado pelos ímãs do rotor;
- 3) número de espiras das bobinas do estator.

$$fcem = NlrB\omega \quad (34)$$

Onde

|          |                                            |
|----------|--------------------------------------------|
| $N$      | número de espiras do enrolamento por fase; |
| $l$      | comprimento do rotor;                      |
| $r$      | raio do rotor;                             |
| $B$      | densidade do campo magnético do rotor;     |
| $\omega$ | frequência rotacional.                     |

Para um motor já projetado, o campo magnético do rotor e o número de espiras das bobinas do estator permanecem constantes, sendo que o único fator variável é a velocidade angular do rotor, que determina a variação da *fcem* de forma proporcionalmente direta à sua variação. A forma de onda *fcem* varia tanto em função da posição como da veloci-

dade do rotor, portanto, a detecção de posição usando a *fcem* não é possível com velocidade zero e é problemática em velocidades muito baixas. Sendo assim, o sensoriamento através da *fcem* implica em algumas restrições de operação (LITA; CHELES, 2008):

- 1) o motor deve estar se movendo a uma velocidade mínima, capaz de gerar uma *fcem* suficientemente alta para que seja detectada;
- 2) a tensão da *fcem* pode ser medida apenas quando a velocidade do motor estiver dentro de uma faixa limitada da taxa de comutação ideal para a tensão aplicada;
- 3) quando a comutação ocorre a uma taxa maior do que a taxa ideal, resultará em uma resposta motora descontínua.

Na prática, é difícil medir a *fcem* devido às rápidas mudanças de correntes nos enrolamentos da máquina e às tensões induzidas devido à fase de comutação. A *fcem* também não proporciona um sinal suficientemente forte até que o rotor atinge uma certa velocidade. Por conseguinte, é uma prática usual conseguir a aceleração inicial com o motor ligado em malha aberta, a partir do repouso, e quando a *fcem* fornecer um sinal suficientemente forte para ser detectada, o controle é deslocado para a detecção desta (YEDAMALE, 2003). Um dos métodos mais populares de partida é o “*align and go*” (SINGH;SINGH, 2009), no qual o rotor é alinhado com a posição especificada pela energização de duas fases quaisquer do estator e, em seguida, o rotor é acelerado até a velocidade desejada, de acordo com a sequência de comutação fornecida.

Existem diferentes métodos de detecção da *fcem*, sendo um dos mais conhecidos e empregados o de “cruzamento de zero” (YEDAMALE, 2003) (SINGH;SINGH, 2009) (SHAO, 2003), que é uma técnica adequada para uma ampla gama de aplicações onde a velocidade de operação do motor não é próxima de zero. Como visto anteriormente, a cada passo de comutação há um dos enrolamentos energizado positivamente, o segundo negativamente e o terceiro em aberto. Os pontos de passagem por zero da *fcem* ocorrem nas posições do rotor onde a bobina de fase não está excitada e são independentes da velocidade. Dessa forma, determinando-se o momento de passagem por zero da fase da *fcem* pode-se saber quando comutar a corrente. Para motores com ligação em Y, pode-se medir a tensão dos terminais do enrolamento de fase e compará-la com o ponto neutro do motor e, dessa forma, determinar a passagem por zero da *fcem*. Na maioria dos casos, o ponto neutro do motor



não está disponível e, na prática, é empregado um ponto neutro virtual que, em teoria, tem o mesmo potencial que o centro de um motor Y. Esse ponto neutro virtual é construído através de resistores ligados em paralelo com os enrolamentos do motor, conforme a representação esquemática apresentada na figura 95.

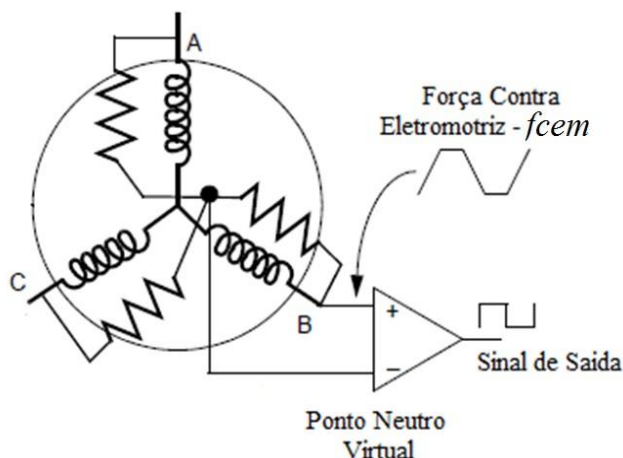


Figura 95: Representação esquemática de ponto neutro virtual (LITA; CHELES, 2008).

No entanto, este esquema tem as suas desvantagens, gerando uma tensão de modo comum muito alta e ruído de alta frequência, o que é minimizado com o emprego de divisores de tensão e filtros passa-baixa (SHAO, 2003). Partindo do mesmo princípio, pode-se criar uma tensão de referência a partir de um software, que será empregada no lugar do ponto neutro virtual e filtros digitais para a atenuação de ruído, o que levará a melhores resultados (LITA; CHELES, 2008).

### Oscilações de torque em motores *sensorless*

Embora a estrutura de controle básico de motores BLDC seja relativamente simples, o problema da geração de oscilações do torque gerado requer uma atenção adicional. Por suas características construtivas, os motores BLDC *sensorless* podem apresentar uma flutuação de torque que pode ser dividida em duas componentes (GRCAR et al., 2001) (AYDIN; HUANG; LIPO, 2006).

- 1) **Cogging**: é um tipo de pulsação de torque produzida pela variação da permeância do entreferro ou da relutância entre os dentes do estator e as ranhuras dos ímãs permanentes quando o rotor está em movimento, não havendo excitação do estator para que ocorra esse fenômeno. Essa imperfeição é muito dependente do projeto do motor.
- 2) **Ripple**: é a componente do torque, também de caráter oscilante, gerada pela interação da força magneto-motriz (fmm) causada pelos enrolamentos do estator e da fmm dos ímãs permanentes do rotor. Em motores onde os ímãs permanentes são montados na superfície do rotor, como o empregado nos ensaios, o *ripple* é gerado pela inexistência de variação da relutância do rotor (AYDIN; HUANG; LIPO, 2006).

A frequência das flutuações é proporcional à velocidade do eixo do motor. Em alta rotação, as flutuações de torque de alta frequência são filtradas naturalmente pela inércia do rotor, pois quando a velocidade do rotor é alterada, um torque proporcional ao produto do seu momento de inércia pela taxa de variação de velocidade é gerado. Este torque resiste à mudança de velocidade e proporciona um funcionamento mais estável do motor. Já em baixa rotação, as flutuações podem ser filtradas pelo sistema de controle do motor.

A soma dessas duas componentes de torque, *ripple* e *cogging*, representa a parcela de torque oscilante do motor, que apresenta um valor médio igual a zero e produz, essencialmente, vibrações e ruído, que podem ser amplificados quando a frequência desse torque coincide com a frequência de ressonância do sistema mecânico.

A redução das oscilações de torque é conseguida através de alterações de projeto ou de controle do motor, sendo estes, em geral, menos eficientes (GRCAR et al., 2001). Por outro lado, os métodos baseados no controle do motor são mais fáceis e baratos de serem implementados, não havendo a necessidade de se alterar a estrutura física da unidade.

A componente de torque *cogging* pode chegar a valores próximos a 3% do torque nominal e o *ripple* varia tipicamente entre 2% e 4% e, embora se consiga reduzir esses valores, não se consegue eliminar totalmente essas oscilações de torque, sendo valores entre 1% e 2% do torque nominal aceitáveis para projetos de motores de ímã permanente (GRCAR et al., 2001).

## APÊNDICE B – RESULTADOS DOS TESTES DE HIPÓTESE SOBRE A FREQUÊNCIA DAS MEDIÇÕES

As figuras de 96 a 103 apresentam os resultados do teste de hipótese sobre a distribuição de frequência dos dados. Em alaranjado estão indicados os pontos que não foram aprovados no teste aplicado aos pontos individualmente. O critério para aceitação, neste caso é de  $\chi_t^2 = 7,81$ . Em vermelho aparecem os pontos que, apesar de isoladamente terem sido aprovados, pertencem a etapas que apresentam resultados acima do critério de aceitação para o teste de hipótese por etapas, sendo este  $\chi_t^2 = 14,07$ .

| Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição de frequência |        |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|--------------------------------------------------------------------|--------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| SENTIDO HORÁRIO                                                    |        |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| MT-Z                                                               |        |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Rotação                                                            | Torque | E1T1 | E1T2 | E1T3 | E2T1 | E2T2 | E2T3 | E3T1 | E3T2 | E3T3 |
| 6000 rpm                                                           | 500    | 3,6  | 4,8  | 7,6  | 3,6  | 6,8  | 2,0  | 1,6  | 0,4  | 7,6  |
|                                                                    | 400    | 4,0  | 4,4  | 0,8  | 1,2  | 3,2  | 4,0  | 4,0  | 2,8  | 12,4 |
|                                                                    | 300    | 0,8  | 4,4  | 2,0  | 4,4  | 3,2  | 2,0  | 3,2  | 2,4  | 5,6  |
|                                                                    | 250    | 4,0  | 3,2  | 4,4  | 1,2  | 4,0  | 7,6  | 3,2  | 5,2  | 4,8  |
|                                                                    | 200    | 1,6  | 12,0 | 16,8 | 8,8  | 7,6  | 1,2  | 3,6  | 3,2  | 1,2  |
|                                                                    | 100    | 0,8  | 4,0  | 4,8  | 1,6  | 4,4  | 4,0  | 1,2  | 8,4  | 6,0  |
| 4500 rpm                                                           | 500    | 2,4  | 0,4  | 4,8  | 10,0 | 0,4  | 0,8  | 1,2  | 4,4  | 1,6  |
|                                                                    | 400    | 2,4  | 4,8  | 2,4  | 2,4  | 5,2  | 2,8  | 9,6  | 6,4  | 7,2  |
|                                                                    | 300    | 2,0  | 6,8  | 2,4  | 7,6  | 3,2  | 0,4  | 5,2  | 8,8  | 1,6  |
|                                                                    | 250    | 2,0  | 3,2  | 4,0  | 2,8  | 4,8  | 1,6  | 5,6  | 3,6  | 5,2  |
|                                                                    | 200    | 3,2  | 10,0 | 4,0  | 3,2  | 2,0  | 5,2  | 1,6  | 2,4  | 4,4  |
|                                                                    | 100    | 2,8  | 7,2  | 1,6  | 2,8  | 0,4  | 0,4  | 3,2  | 1,2  | 5,2  |
| 3000 rpm                                                           | 500    | 5,2  | 4,0  | 6,8  | 2,8  | 0,8  | 2,0  | 4,0  | 1,6  | 4,0  |
|                                                                    | 400    | 0,8  | 2,0  | 5,2  | 2,8  | 4,8  | 5,6  | 2,4  | 4,4  | 3,2  |
|                                                                    | 300    | 3,2  | 3,2  | 1,6  | 3,2  | 2,8  | 2,0  | 7,2  | 5,2  | 4,4  |
|                                                                    | 250    | 0,0  | 1,2  | 5,2  | 1,2  | 2,0  | 2,4  | 7,2  | 0,8  | 8,8  |
|                                                                    | 200    | 1,2  | 8,0  | 0,8  | 5,2  | 1,2  | 2,0  | 1,2  | 10,4 | 2,4  |
|                                                                    | 100    | 7,6  | 4,8  | 1,6  | 2,0  | 4,0  | 1,6  | 2,4  | 0,8  | 5,2  |
| 1600 rpm                                                           | 500    | 2,4  | 5,6  | 2,8  | 4,0  | 2,8  | 4,8  | 1,6  | 2,8  | 3,2  |
|                                                                    | 400    | 2,4  | 2,0  | 2,0  | 6,8  | 4,0  | 6,8  | 2,0  | 8,0  | 1,6  |
|                                                                    | 300    | 4,8  | 2,4  | 4,4  | 3,6  | 9,6  | 3,6  | 2,0  | 5,2  | 1,6  |
|                                                                    | 250    | 5,2  | 2,0  | 8,0  | 3,2  | 6,4  | 6,8  | 3,6  | 11,2 | 4,8  |
|                                                                    | 200    | 5,2  | 6,8  | 4,4  | 2,4  | 1,6  | 12,4 | 3,2  | 5,6  | 3,6  |
|                                                                    | 100    | 4,4  | 4,0  | 2,0  | 2,8  | 1,2  | 3,2  | 2,8  | 1,2  | 0,4  |

Figura 96: Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição de frequência sentido horário MT-Z.

| Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição de frequência<br>SENTIDO HORÁRIO |        |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|---------------------------------------------------------------------------------------|--------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| MT-ZZ                                                                                 |        |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Rotação                                                                               | Torque | E1T1 | E1T2 | E1T3 | E2T1 | E2T2 | E2T3 | E3T1 | E3T2 | E3T3 |
| 6000 rpm                                                                              | 500    | 0,4  | 1,2  | 5,2  | 1,6  | 2,8  | 3,6  | 4,4  | 4,4  | 3,2  |
|                                                                                       | 400    | 4,8  | 8,0  | 1,2  | 2,4  | 4,0  | 5,6  | 0,8  | 4,4  | 3,2  |
|                                                                                       | 300    | 6,4  | 8,0  | 4,0  | 6,4  | 4,0  | 3,6  | 3,6  | 1,6  | 7,6  |
|                                                                                       | 250    | 4,0  | 4,0  | 2,8  | 1,6  | 3,2  | 4,8  | 1,6  | 1,6  | 0,8  |
|                                                                                       | 200    | 1,6  | 0,4  | 4,4  | 2,0  | 0,8  | 5,6  | 1,2  | 3,2  | 1,6  |
|                                                                                       | 100    | 9,2  | 0,8  | 12,8 | 5,6  | 7,2  | 13,2 | 3,6  | 1,6  | 0,8  |
| 4500 rpm                                                                              | 500    | 4,0  | 0,4  | 1,6  | 5,2  | 3,2  | 7,2  | 4,0  | 6,8  | 7,6  |
|                                                                                       | 400    | 3,2  | 3,6  | 3,2  | 4,8  | 0,4  | 4,8  | 4,0  | 4,0  | 0,4  |
|                                                                                       | 300    | 8,8  | 2,4  | 5,2  | 4,0  | 2,4  | 2,4  | 2,0  | 4,4  | 1,2  |
|                                                                                       | 250    | 0,4  | 8,0  | 5,2  | 6,4  | 5,2  | 2,8  | 1,6  | 2,8  | 6,4  |
|                                                                                       | 200    | 5,6  | 0,4  | 2,4  | 2,0  | 2,0  | 2,8  | 7,6  | 3,6  | 2,8  |
|                                                                                       | 100    | 2,0  | 4,0  | 0,8  | 4,4  | 3,2  | 9,2  | 7,6  | 0,8  | 4,4  |
| 3000 rpm                                                                              | 500    | 6,0  | 2,8  | 4,4  | 4,0  | 1,6  | 1,6  | 4,0  | 3,2  | 0,8  |
|                                                                                       | 400    | 4,4  | 0,8  | 1,6  | 1,6  | 3,2  | 3,6  | 4,4  | 9,2  | 5,2  |
|                                                                                       | 300    | 6,4  | 2,8  | 0,8  | 8,0  | 1,6  | 6,8  | 2,8  | 6,0  | 3,2  |
|                                                                                       | 250    | 0,8  | 12,4 | 3,2  | 2,4  | 3,6  | 4,0  | 8,0  | 6,4  | 0,8  |
|                                                                                       | 200    | 4,8  | 1,6  | 2,4  | 8,4  | 1,6  | 1,6  | 1,6  | 2,0  | 2,0  |
|                                                                                       | 100    | 3,2  | 0,8  | 2,8  | 2,8  | 0,8  | 1,6  | 1,6  | 8,0  | 4,8  |
| 1600 rpm                                                                              | 500    | 4,8  | 8,0  | 0,8  | 2,0  | 1,2  | 0,8  | 2,8  | 6,8  | 5,6  |
|                                                                                       | 400    | 5,2  | 3,2  | 1,2  | 5,6  | 0,8  | 2,0  | 1,2  | 1,6  | 1,2  |
|                                                                                       | 300    | 4,8  | 2,0  | 6,8  | 1,6  | 3,2  | 0,4  | 4,4  | 0,8  | 3,2  |
|                                                                                       | 250    | 8,0  | 10,4 | 1,6  | 1,6  | 2,4  | 4,8  | 0,8  | 3,2  | 2,8  |
|                                                                                       | 200    | 1,2  | 3,6  | 2,0  | 0,4  | 3,6  | 2,8  | 13,2 | 1,6  | 4,8  |
|                                                                                       | 100    | 7,2  | 2,8  | 5,2  | 5,2  | 0,8  | 11,2 | 2,8  | 6,8  | 2,0  |

Figura 97: Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição de frequência sentido horário MT-ZZ.

| Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição de frequência<br>SENTIDO HORÁRIO |        |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|---------------------------------------------------------------------------------------|--------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| SiC                                                                                   |        |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Rotação                                                                               | Torque | E1T1 | E1T2 | E1T3 | E2T1 | E2T2 | E2T3 | E3T1 | E3T2 | E3T3 |
| 6000 rpm                                                                              | 500    | 11,6 | 6,8  | 2,8  | 4,0  | 1,6  | 4,4  | 3,2  | 1,6  | 2,4  |
|                                                                                       | 400    | 1,2  | 3,2  | 1,2  | 2,8  | 4,4  | 4,8  | 0,4  | 4,8  | 1,2  |
|                                                                                       | 300    | 8,8  | 2,0  | 2,8  | 2,0  | 4,4  | 1,2  | 2,4  | 2,0  | 6,4  |
|                                                                                       | 250    | 8,4  | 1,2  | 1,2  | 3,2  | 3,2  | 2,4  | 7,6  | 0,8  | 5,2  |
|                                                                                       | 200    | 2,0  | 4,4  | 2,8  | 5,2  | 4,4  | 1,6  | 2,4  | 3,2  | 1,6  |
|                                                                                       | 100    | 2,4  | 1,2  | 2,8  | 6,4  | 2,8  | 1,6  | 0,8  | 4,0  | 1,6  |
| 4500 rpm                                                                              | 500    | 2,0  | 2,4  | 4,4  | 3,2  | 2,4  | 2,0  | 3,2  | 5,2  | 3,2  |
|                                                                                       | 400    | 6,4  | 3,6  | 5,6  | 4,4  | 3,6  | 2,4  | 1,6  | 2,8  | 10,4 |
|                                                                                       | 300    | 5,6  | 2,8  | 0,8  | 2,8  | 4,8  | 5,2  | 2,0  | 1,6  | 5,2  |
|                                                                                       | 250    | 2,0  | 9,2  | 3,2  | 3,2  | 2,0  | 3,2  | 6,0  | 5,6  | 1,6  |
|                                                                                       | 200    | 6,4  | 10,8 | 4,4  | 4,4  | 8,8  | 1,6  | 4,4  | 5,2  | 2,8  |
|                                                                                       | 100    | 2,4  | 0,8  | 3,6  | 5,6  | 4,0  | 6,4  | 8,8  | 3,6  | 6,4  |
| 3000 rpm                                                                              | 500    | 2,8  | 2,8  | 7,2  | 0,8  | 1,2  | 1,6  | 3,2  | 4,0  | 4,4  |
|                                                                                       | 400    | 4,4  | 2,0  | 2,0  | 6,4  | 2,0  | 8,8  | 6,8  | 4,4  | 2,8  |
|                                                                                       | 300    | 0,4  | 6,4  | 3,6  | 4,0  | 4,0  | 4,0  | 2,4  | 0,4  | 3,2  |
|                                                                                       | 250    | 5,6  | 4,8  | 3,2  | 1,6  | 0,8  | 3,2  | 10,0 | 1,6  | 5,2  |
|                                                                                       | 200    | 4,4  | 3,2  | 0,4  | 1,2  | 3,2  | 11,2 | 5,2  | 1,2  | 2,8  |
|                                                                                       | 100    | 2,4  | 2,8  | 0,4  | 4,4  | 3,6  | 22,8 | 2,0  | 4,8  | 1,2  |
| 1600 rpm                                                                              | 500    | 3,2  | 2,0  | 1,2  | 8,4  | 1,6  | 9,6  | 4,0  | 4,4  | 7,2  |
|                                                                                       | 400    | 4,4  | 4,4  | 2,8  | 2,8  | 3,2  | 3,2  | 1,6  | 0,8  | 6,4  |
|                                                                                       | 300    | 0,8  | 4,8  | 6,0  | 4,8  | 3,2  | 1,6  | 6,8  | 5,6  | 1,6  |
|                                                                                       | 250    | 1,6  | 4,0  | 3,2  | 6,0  | 1,6  | 2,0  | 5,2  | 2,0  | 2,0  |
|                                                                                       | 200    | 2,0  | 4,8  | 0,8  | 3,2  | 4,8  | 6,4  | 11,2 | 3,6  | 1,2  |
|                                                                                       | 100    | 19,6 | 0,8  | 6,0  | 9,2  | 4,0  | 3,2  | 1,2  | 3,2  | 1,6  |

Figura 98: Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição de frequência sentido horário SiC.

| Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição de frequência |        |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|--------------------------------------------------------------------|--------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| SENTIDO HORÁRIO                                                    |        |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Si3N4                                                              |        |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Rotação                                                            | Torque | E1T1 | E1T2 | E1T3 | E2T1 | E2T2 | E2T3 | E3T1 | E3T2 | E3T3 |
| 6000 rpm                                                           | 500    | 3,6  | 4,8  | 6,0  | 2,8  | 4,4  | 4,4  | 8,0  | 2,8  | 2,8  |
|                                                                    | 400    | 5,6  | 3,2  | 2,8  | 3,2  | 2,8  | 4,0  | 1,6  | 0,4  | 2,4  |
|                                                                    | 300    | 8,8  | 11,6 | 2,0  | 3,2  | 1,2  | 18,4 | 2,8  | 4,4  | 2,4  |
|                                                                    | 250    | 4,4  | 3,2  | 0,4  | 3,2  | 6,4  | 5,6  | 5,2  | 2,8  | 1,6  |
|                                                                    | 200    | 2,8  | 2,8  | 3,6  | 1,6  | 0,8  | 4,0  | 3,2  | 4,4  | 6,0  |
|                                                                    | 100    | 3,2  | 3,6  | 8,0  | 10,8 | 3,2  | 2,4  | 1,6  | 3,2  | 3,2  |
| 4500 rpm                                                           | 500    | 4,4  | 1,6  | 3,2  | 3,6  | 3,6  | 1,2  | 0,4  | 1,6  | 1,6  |
|                                                                    | 400    | 3,2  | 4,0  | 3,2  | 1,6  | 2,8  | 3,6  | 2,4  | 5,2  | 4,8  |
|                                                                    | 300    | 2,8  | 3,2  | 5,2  | 2,0  | 3,2  | 14,8 | 4,0  | 4,4  | 2,8  |
|                                                                    | 250    | 2,8  | 25,2 | 12,8 | 1,2  | 2,8  | 5,2  | 2,0  | 3,2  | 10,4 |
|                                                                    | 200    | 1,6  | 4,8  | 1,2  | 0,8  | 4,0  | 3,6  | 6,8  | 3,2  | 4,4  |
|                                                                    | 100    | 4,4  | 2,8  | 1,6  | 8,0  | 4,4  | 5,2  | 6,0  | 3,6  | 4,0  |
| 3000 rpm                                                           | 500    | 2,8  | 5,6  | 2,4  | 2,0  | 3,2  | 2,8  | 4,8  | 1,6  | 5,2  |
|                                                                    | 400    | 9,2  | 4,4  | 4,4  | 2,0  | 2,0  | 5,6  | 12,4 | 12,8 | 3,6  |
|                                                                    | 300    | 2,8  | 2,8  | 2,0  | 2,0  | 2,8  | 4,8  | 2,0  | 2,8  | 2,4  |
|                                                                    | 250    | 2,0  | 0,8  | 1,2  | 10,4 | 4,8  | 3,2  | 9,6  | 0,8  | 2,0  |
|                                                                    | 200    | 6,4  | 2,8  | 3,6  | 3,6  | 2,8  | 2,8  | 4,4  | 4,4  | 6,8  |
|                                                                    | 100    | 4,0  | 2,4  | 0,8  | 5,2  | 5,2  | 6,8  | 2,4  | 0,8  | 2,8  |
| 1600 rpm                                                           | 500    | 3,2  | 1,6  | 0,4  | 3,2  | 4,4  | 2,4  | 5,6  | 0,4  | 2,0  |
|                                                                    | 400    | 8,8  | 10,0 | 2,4  | 4,4  | 2,4  | 0,8  | 1,6  | 2,8  | 0,8  |
|                                                                    | 300    | 4,0  | 2,0  | 9,6  | 2,0  | 3,2  | 2,8  | 0,4  | 3,2  | 0,4  |
|                                                                    | 250    | 3,2  | 2,0  | 2,4  | 4,0  | 3,6  | 4,0  | 0,4  | 4,4  | 7,6  |
|                                                                    | 200    | 4,0  | 1,6  | 1,6  | 1,6  | 4,0  | 2,8  | 4,0  | 3,6  | 5,6  |
|                                                                    | 100    | 7,2  | 0,8  | 2,0  | 1,2  | 1,2  | 3,2  | 8,0  | 2,4  | 5,6  |

Figura 99: Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição de frequência sentido horário Si3N4.

| Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição de frequência<br>SENTIDO ANTI-HORÁRIO |        |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|--------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| MT-Z                                                                                       |        |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Rotação                                                                                    | Torque | E1T1 | E1T2 | E1T3 | E2T1 | E2T2 | E2T3 | E3T1 | E3T2 | E3T3 |
| 6000 rpm                                                                                   | 500    | 1,2  | 2,8  | 0,8  | 2,0  | 1,2  | 7,2  | 2,4  | 1,2  | 2,8  |
|                                                                                            | 400    | 4,4  | 1,2  | 9,6  | 3,2  | 0,8  | 5,6  | 6,8  | 7,2  | 3,2  |
|                                                                                            | 300    | 2,8  | 3,6  | 0,4  | 2,0  | 1,6  | 6,0  | 5,6  | 4,0  | 8,8  |
|                                                                                            | 250    | 2,4  | 2,4  | 2,4  | 6,8  | 1,2  | 4,4  | 3,6  | 2,4  | 2,8  |
|                                                                                            | 200    | 8,8  | 3,2  | 0,4  | 1,6  | 3,2  | 3,2  | 4,0  | 5,6  | 4,4  |
|                                                                                            | 100    | 7,6  | 10,0 | 23,2 | 2,0  | 2,0  | 6,8  | 2,4  | 9,2  | 4,8  |
| 4500 rpm                                                                                   | 500    | 4,0  | 5,2  | 2,0  | 0,4  | 3,2  | 3,6  | 2,0  | 2,8  | 2,8  |
|                                                                                            | 400    | 5,6  | 2,8  | 3,6  | 2,0  | 7,2  | 1,6  | 3,2  | 6,8  | 15,2 |
|                                                                                            | 300    | 2,0  | 2,0  | 3,2  | 8,0  | 1,2  | 2,8  | 3,2  | 1,6  | 2,0  |
|                                                                                            | 250    | 1,2  | 7,6  | 6,0  | 2,4  | 1,6  | 1,6  | 5,2  | 2,0  | 1,2  |
|                                                                                            | 200    | 7,2  | 4,0  | 4,0  | 2,0  | 1,2  | 1,6  | 2,4  | 2,0  | 4,4  |
|                                                                                            | 100    | 2,0  | 10,4 | 0,8  | 3,6  | 9,2  | 2,8  | 3,2  | 5,6  | 0,4  |
| 3000 rpm                                                                                   | 500    | 6,4  | 5,2  | 3,6  | 1,6  | 6,4  | 5,6  | 2,8  | 2,4  | 0,8  |
|                                                                                            | 400    | 2,8  | 1,6  | 3,6  | 5,6  | 5,2  | 1,2  | 6,4  | 3,6  | 6,8  |
|                                                                                            | 300    | 5,2  | 5,2  | 2,0  | 2,0  | 6,8  | 6,4  | 2,4  | 2,0  | 9,2  |
|                                                                                            | 250    | 1,2  | 6,0  | 0,4  | 4,0  | 4,8  | 0,4  | 2,0  | 4,4  | 1,6  |
|                                                                                            | 200    | 6,8  | 8,8  | 1,6  | 2,4  | 0,4  | 2,0  | 0,8  | 6,4  | 2,8  |
|                                                                                            | 100    | 2,4  | 7,6  | 5,2  | 3,2  | 4,8  | 5,6  | 0,4  | 7,6  | 2,4  |
| 1600 rpm                                                                                   | 500    | 1,2  | 5,6  | 5,6  | 5,6  | 4,4  | 2,0  | 7,6  | 3,2  | 1,6  |
|                                                                                            | 400    | 2,4  | 2,8  | 1,2  | 4,4  | 1,6  | 0,8  | 0,4  | 5,2  | 7,6  |
|                                                                                            | 300    | 10,0 | 1,6  | 0,8  | 2,0  | 0,4  | 2,4  | 5,2  | 14,4 | 6,8  |
|                                                                                            | 250    | 2,8  | 4,4  | 2,8  | 4,4  | 6,4  | 2,0  | 7,2  | 2,4  | 3,2  |
|                                                                                            | 200    | 6,0  | 1,6  | 0,8  | 0,8  | 12,8 | 11,6 | 1,2  | 0,8  | 4,4  |
|                                                                                            | 100    | 2,8  | 0,4  | 6,0  | 8,8  | 10,8 | 12,0 | 0,8  | 2,8  | 1,6  |

Figura 100: Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição de frequência sentido anti-horário MT-Z.

| Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição de frequência |        |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|--------------------------------------------------------------------|--------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| SENTIDO ANTI-HORÁRIO                                               |        |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| MT-ZZ                                                              |        |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Rotação                                                            | Torque | E1T1 | E1T2 | E1T3 | E2T1 | E2T2 | E2T3 | E3T1 | E3T2 | E3T3 |
| 6000 rpm                                                           | 500    | 3,2  | 2,0  | 5,6  | 6,0  | 4,8  | 6,4  | 4,0  | 2,8  | 2,8  |
|                                                                    | 400    | 1,2  | 3,2  | 6,4  | 5,2  | 8,8  | 0,8  | 1,6  | 6,0  | 5,6  |
|                                                                    | 300    | 2,8  | 5,2  | 2,0  | 2,0  | 4,0  | 4,4  | 12,4 | 7,6  | 2,8  |
|                                                                    | 250    | 2,4  | 2,4  | 2,0  | 3,6  | 4,8  | 5,6  | 6,4  | 4,8  | 2,4  |
|                                                                    | 200    | 9,2  | 5,6  | 4,0  | 4,0  | 2,0  | 1,2  | 6,0  | 5,2  | 3,2  |
|                                                                    | 100    | 6,8  | 4,4  | 1,6  | 4,0  | 6,8  | 10,4 | 9,6  | 1,6  | 0,8  |
| 4500 rpm                                                           | 500    | 0,4  | 3,2  | 6,4  | 2,0  | 5,6  | 3,6  | 3,2  | 2,0  | 4,4  |
|                                                                    | 400    | 1,2  | 6,4  | 8,4  | 8,0  | 3,2  | 0,4  | 4,0  | 1,6  | 2,8  |
|                                                                    | 300    | 5,2  | 5,2  | 1,2  | 2,4  | 1,6  | 1,2  | 4,4  | 3,6  | 9,6  |
|                                                                    | 250    | 1,6  | 8,0  | 14,0 | 2,8  | 6,8  | 3,6  | 6,8  | 2,8  | 0,4  |
|                                                                    | 200    | 0,8  | 1,2  | 1,6  | 4,0  | 7,2  | 2,8  | 3,6  | 6,4  | 2,8  |
|                                                                    | 100    | 2,8  | 1,2  | 8,8  | 1,6  | 8,0  | 10,0 | 1,6  | 4,4  | 3,2  |
| 3000 rpm                                                           | 500    | 2,0  | 2,0  | 4,4  | 2,8  | 10,0 | 1,6  | 2,4  | 6,4  | 0,8  |
|                                                                    | 400    | 2,0  | 3,6  | 4,8  | 5,2  | 3,2  | 4,8  | 2,0  | 4,4  | 2,0  |
|                                                                    | 300    | 6,4  | 2,4  | 1,6  | 2,0  | 4,4  | 1,2  | 2,0  | 3,2  | 2,0  |
|                                                                    | 250    | 6,4  | 2,0  | 9,2  | 3,2  | 10,0 | 0,4  | 0,8  | 1,2  | 1,6  |
|                                                                    | 200    | 3,2  | 3,2  | 6,0  | 1,6  | 0,4  | 8,8  | 1,6  | 4,0  | 2,0  |
|                                                                    | 100    | 3,2  | 5,2  | 2,8  | 1,6  | 2,0  | 0,8  | 2,8  | 2,8  | 3,6  |
| 1600 rpm                                                           | 500    | 7,2  | 4,0  | 5,2  | 6,8  | 6,0  | 1,6  | 4,0  | 5,6  | 1,2  |
|                                                                    | 400    | 2,0  | 1,2  | 7,2  | 6,0  | 7,6  | 2,8  | 2,0  | 7,2  | 2,8  |
|                                                                    | 300    | 2,4  | 3,2  | 3,2  | 5,2  | 4,4  | 4,4  | 3,2  | 2,8  | 0,4  |
|                                                                    | 250    | 12,0 | 1,2  | 4,0  | 6,8  | 5,6  | 4,8  | 1,6  | 8,0  | 2,0  |
|                                                                    | 200    | 7,6  | 3,6  | 4,8  | 4,0  | 5,2  | 4,4  | 5,6  | 5,2  | 4,8  |
|                                                                    | 100    | 8,0  | 5,2  | 6,0  | 2,8  | 0,8  | 3,2  | 4,0  | 4,8  | 2,0  |

Figura 101: Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição de frequência sentido anti-horário MT-ZZ.

| Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição de frequência |        |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|--------------------------------------------------------------------|--------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| SENTIDO ANTI-HORÁRIO                                               |        |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| SiC                                                                |        |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Rotação                                                            | Torque | E1T1 | E1T2 | E1T3 | E2T1 | E2T2 | E2T3 | E3T1 | E3T2 | E3T3 |
| 6000 rpm                                                           | 500    | 0,0  | 5,2  | 0,4  | 2,4  | 3,2  | 1,6  | 6,8  | 2,0  | 5,2  |
|                                                                    | 400    | 4,0  | 5,2  | 3,6  | 2,4  | 0,8  | 3,2  | 2,8  | 4,8  | 2,0  |
|                                                                    | 300    | 7,6  | 3,2  | 1,6  | 0,8  | 4,4  | 2,4  | 5,6  | 1,6  | 3,2  |
|                                                                    | 250    | 0,4  | 0,8  | 0,4  | 0,8  | 4,4  | 4,4  | 2,8  | 1,6  | 0,8  |
|                                                                    | 200    | 6,0  | 1,2  | 2,8  | 0,8  | 2,0  | 10,4 | 5,2  | 2,8  | 0,8  |
|                                                                    | 100    | 4,4  | 2,0  | 4,4  | 8,0  | 9,2  | 4,0  | 2,8  | 3,2  | 4,8  |
| 4500 rpm                                                           | 500    | 2,0  | 2,4  | 1,2  | 1,2  | 2,8  | 1,6  | 2,4  | 3,2  | 5,2  |
|                                                                    | 400    | 2,8  | 2,0  | 4,4  | 4,8  | 1,6  | 1,2  | 5,6  | 2,4  | 1,2  |
|                                                                    | 300    | 3,2  | 2,4  | 10,0 | 2,8  | 8,0  | 4,8  | 0,8  | 6,0  | 2,4  |
|                                                                    | 250    | 2,4  | 2,0  | 1,6  | 5,2  | 0,8  | 5,6  | 4,4  | 1,2  | 6,0  |
|                                                                    | 200    | 8,8  | 3,2  | 3,2  | 8,4  | 3,6  | 4,0  | 3,2  | 2,8  | 5,2  |
|                                                                    | 100    | 3,6  | 1,6  | 2,0  | 8,0  | 4,4  | 4,0  | 5,2  | 2,8  | 2,8  |
| 3000 rpm                                                           | 500    | 8,0  | 1,2  | 1,2  | 2,0  | 4,8  | 12,8 | 2,4  | 2,4  | 1,6  |
|                                                                    | 400    | 3,2  | 2,4  | 1,6  | 0,4  | 6,8  | 8,8  | 3,2  | 0,8  | 4,8  |
|                                                                    | 300    | 6,0  | 2,0  | 4,8  | 5,6  | 2,4  | 4,4  | 4,4  | 11,2 | 4,8  |
|                                                                    | 250    | 0,8  | 2,0  | 4,4  | 4,4  | 5,2  | 5,2  | 2,4  | 4,4  | 6,4  |
|                                                                    | 200    | 1,6  | 3,2  | 0,8  | 3,6  | 3,2  | 0,8  | 4,0  | 4,4  | 0,4  |
|                                                                    | 100    | 2,4  | 7,2  | 0,8  | 5,2  | 1,6  | 0,8  | 4,0  | 7,6  | 1,2  |
| 1600 rpm                                                           | 500    | 3,2  | 0,8  | 4,0  | 4,0  | 0,4  | 4,8  | 7,2  | 6,0  | 5,2  |
|                                                                    | 400    | 4,4  | 5,2  | 0,8  | 2,0  | 7,2  | 1,2  | 12,4 | 6,8  | 0,8  |
|                                                                    | 300    | 1,6  | 6,0  | 4,4  | 3,2  | 3,2  | 6,4  | 4,0  | 6,0  | 7,6  |
|                                                                    | 250    | 7,6  | 4,4  | 2,0  | 4,8  | 5,6  | 3,2  | 10,0 | 5,6  | 1,6  |
|                                                                    | 200    | 6,4  | 11,6 | 1,6  | 4,8  | 8,4  | 2,4  | 3,2  | 3,2  | 4,0  |
|                                                                    | 100    | 10,4 | 4,0  | 5,6  | 3,6  | 0,8  | 0,8  | 0,8  | 5,2  | 3,2  |

Figura 102: Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição de frequência sentido anti-horário SiC.

| Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição de frequência<br>SENTIDO ANTI-HORÁRIO |        |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|--------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Si3N4                                                                                      |        |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Rotação                                                                                    | Torque | E1T1 | E1T2 | E1T3 | E2T1 | E2T2 | E2T3 | E3T1 | E3T2 | E3T3 |
| 6000 rpm                                                                                   | 500    | 6,4  | 0,8  | 6,8  | 0,8  | 2,0  | 3,2  | 8,4  | 3,6  | 3,2  |
|                                                                                            | 400    | 5,2  | 1,6  | 2,8  | 2,0  | 6,4  | 3,2  | 7,2  | 7,2  | 9,2  |
|                                                                                            | 300    | 7,2  | 4,0  | 3,2  | 1,6  | 5,2  | 11,2 | 0,8  | 1,6  | 0,8  |
|                                                                                            | 250    | 3,2  | 4,0  | 11,2 | 4,0  | 5,2  | 1,6  | 7,2  | 12,4 | 4,0  |
|                                                                                            | 200    | 1,2  | 3,2  | 3,2  | 4,0  | 2,0  | 2,0  | 3,2  | 0,4  | 0,8  |
|                                                                                            | 100    | 10,4 | 8,0  | 1,2  | 4,0  | 6,4  | 1,6  | 4,0  | 0,8  | 1,6  |
| 4500 rpm                                                                                   | 500    | 4,4  | 3,2  | 1,6  | 1,6  | 8,8  | 1,2  | 8,0  | 4,0  | 2,0  |
|                                                                                            | 400    | 3,6  | 2,0  | 4,0  | 6,8  | 0,8  | 6,0  | 3,6  | 2,0  | 2,8  |
|                                                                                            | 300    | 7,6  | 2,0  | 3,2  | 1,2  | 1,2  | 1,6  | 6,8  | 10,8 | 6,8  |
|                                                                                            | 250    | 0,8  | 4,0  | 8,0  | 3,2  | 3,2  | 2,4  | 2,4  | 6,4  | 1,6  |
|                                                                                            | 200    | 2,4  | 1,6  | 2,8  | 4,0  | 6,8  | 5,6  | 1,6  | 2,8  | 1,6  |
|                                                                                            | 100    | 0,8  | 2,8  | 2,0  | 4,0  | 6,4  | 1,2  | 2,8  | 4,0  | 3,2  |
| 3000 rpm                                                                                   | 500    | 3,2  | 4,4  | 7,6  | 5,6  | 5,2  | 1,2  | 6,0  | 1,6  | 0,8  |
|                                                                                            | 400    | 0,8  | 5,2  | 1,6  | 6,0  | 1,2  | 5,2  | 2,0  | 8,8  | 3,6  |
|                                                                                            | 300    | 3,2  | 4,4  | 9,2  | 4,4  | 1,6  | 4,8  | 6,0  | 2,0  | 1,2  |
|                                                                                            | 250    | 0,8  | 2,0  | 0,8  | 2,8  | 2,0  | 2,0  | 3,2  | 6,4  | 0,4  |
|                                                                                            | 200    | 1,6  | 4,8  | 2,0  | 1,6  | 5,2  | 2,0  | 2,8  | 17,2 | 4,0  |
|                                                                                            | 100    | 2,8  | 2,4  | 1,6  | 5,2  | 8,4  | 5,6  | 1,2  | 11,6 | 4,4  |
| 1600 rpm                                                                                   | 500    | 4,0  | 2,4  | 0,8  | 2,4  | 2,4  | 8,4  | 2,8  | 2,0  | 5,6  |
|                                                                                            | 400    | 6,4  | 3,2  | 0,8  | 0,8  | 4,4  | 5,6  | 1,2  | 4,8  | 0,8  |
|                                                                                            | 300    | 2,0  | 2,8  | 2,4  | 1,2  | 0,8  | 2,0  | 4,4  | 2,4  | 2,8  |
|                                                                                            | 250    | 4,4  | 1,6  | 4,4  | 5,2  | 3,2  | 2,8  | 2,8  | 3,2  | 2,8  |
|                                                                                            | 200    | 6,0  | 3,2  | 4,8  | 4,4  | 3,6  | 2,0  | 9,6  | 2,4  | 6,4  |
|                                                                                            | 100    | 1,2  | 3,6  | 2,0  | 1,6  | 2,8  | 2,8  | 4,0  | 4,4  | 3,6  |

Figura 103: Resultados do teste de hipótese sobre a distribuição de frequência sentido anti-horário Si3N4.





## APÊNDICE C – CURVAS DE EFICIÊNCIA DO MOTOR

Este apêndice apresenta os resultados das medições de rendimento do motor para os quatro modelos de rolamentos testados e com resultados aceitos. Nas figuras 105 a 120, os dados são apresentados com relação: ao sentido de rotação do motor (horário e anti-horário); à frequência rotacional e a análise feita (primeira ou segunda). As curvas de rendimento foram levantadas para os testes constantes na figura 104, onde a letra E indica a etapa em que o teste foi realizado e a letra T indica a ordem do teste.

| Rolamento | Horário   |           | Anti-horário |           |
|-----------|-----------|-----------|--------------|-----------|
|           | Análise 1 | Análise 2 | Análise 1    | Análise 2 |
| MT-Z      | E3T1      | E2T3      | E3T1         | E2T1      |
| MT-ZZ     | E3T3      | E2T2      | E3T2         | E3T3      |
| SiC       | E3T2      | E1T3      | E3T3         | E1T2      |
| Si3N4     | E2T2      | E3T2      | E2T1         | E3T3      |

Figura 104: Testes analisados no levantamento das curvas de rendimento do motor.

### SENTIDO HORÁRIO – Análise 1

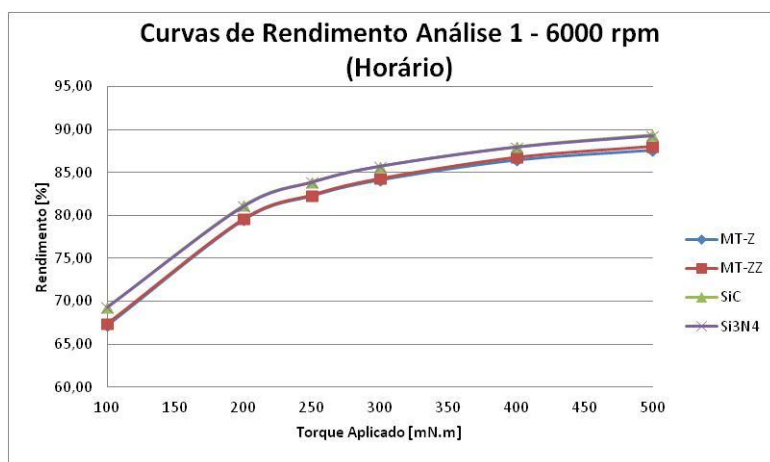


Figura 105: Curvas de eficiência do motor (6000 rpm / Sentido horário) – Análise 1.

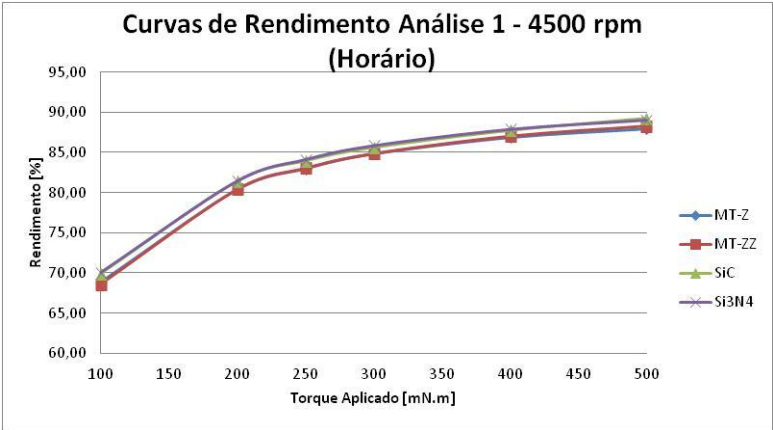


Figura 106: Curvas de eficiência do motor (4500 rpm / Sentido horário)  
– Análise 1.

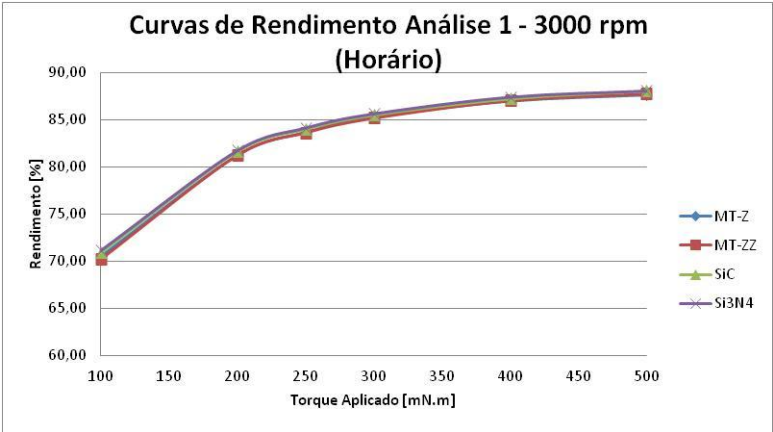


Figura 107: Curvas de eficiência do motor (3000 rpm / Sentido horário)  
– Análise 1.

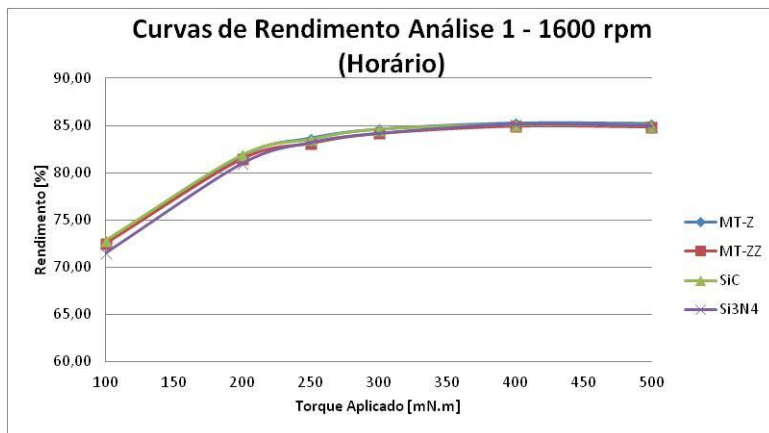


Figura 108: Curvas de eficiência do motor (1600 rpm / Sentido horário)  
– Análise 1.

### SENTIDO HORÁRIO – Análise 2

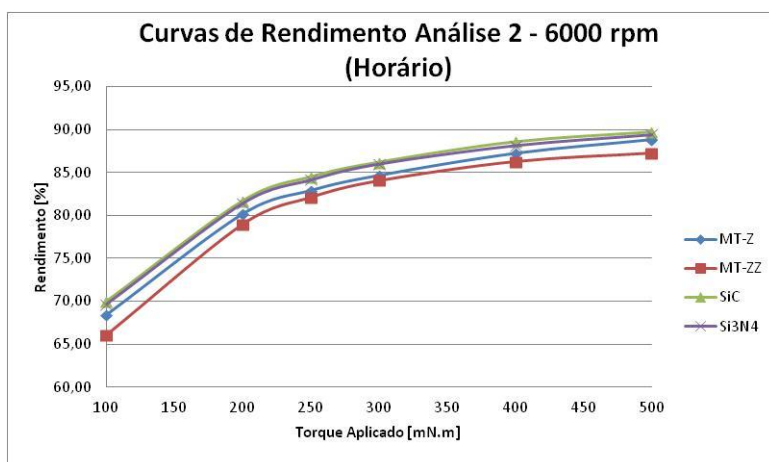


Figura 109: Curvas de eficiência do motor (6000 rpm / Sentido horário)  
– Análise 2.

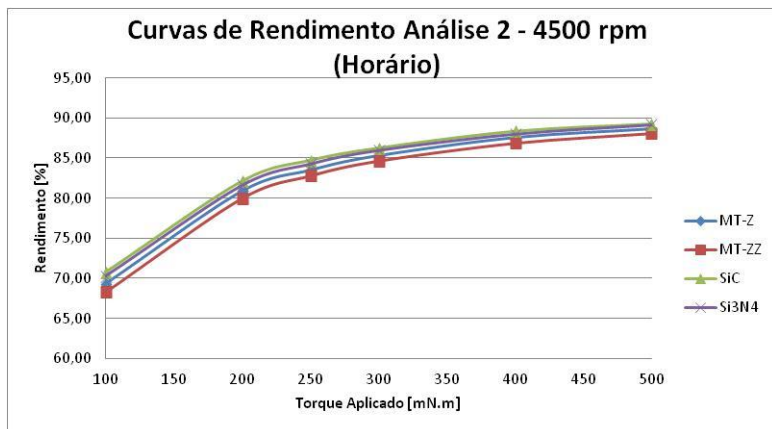


Figura 110: Curvas de eficiência do motor (4500 rpm / Sentido horário)  
– Análise 2.

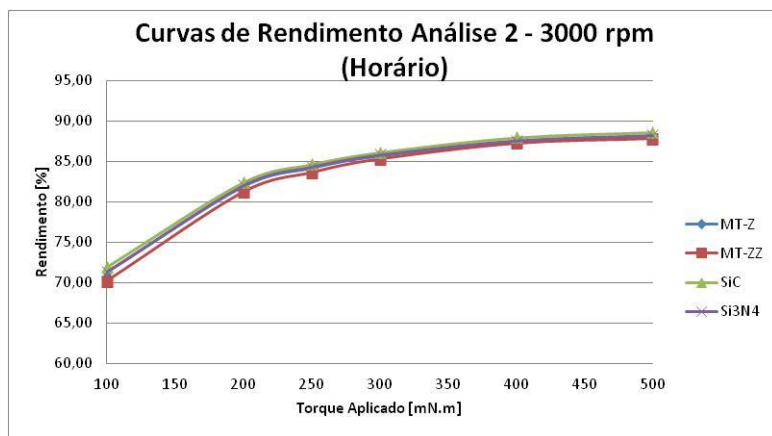


Figura 111: Curvas de eficiência do motor (3000 rpm / Sentido horário)  
– Análise 2.

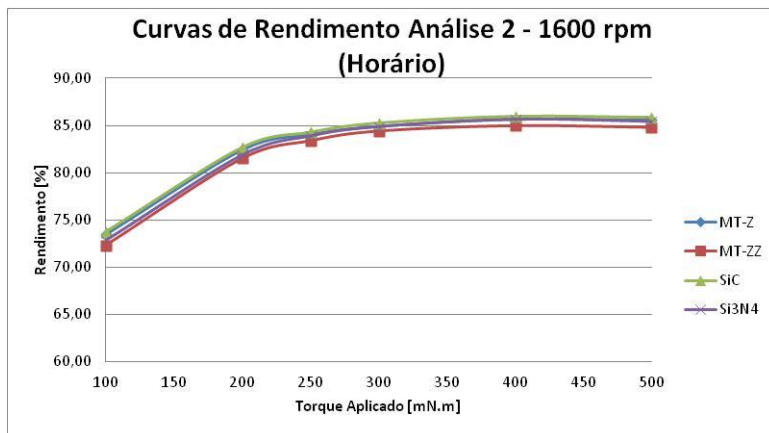


Figura 112: Curvas de eficiência do motor (1600 rpm / Sentido horário) – Análise 2.

### SENTIDO ANTI-HORÁRIO – Análise 1

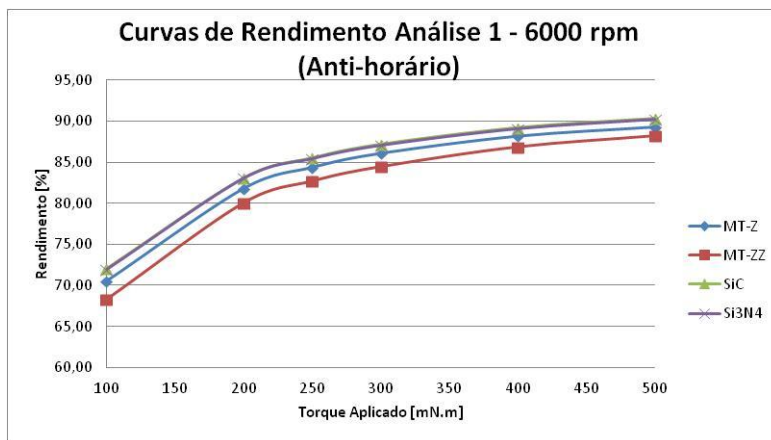


Figura 113: Curvas de eficiência do motor (6000 rpm / Sentido anti-horário) – Análise 1.

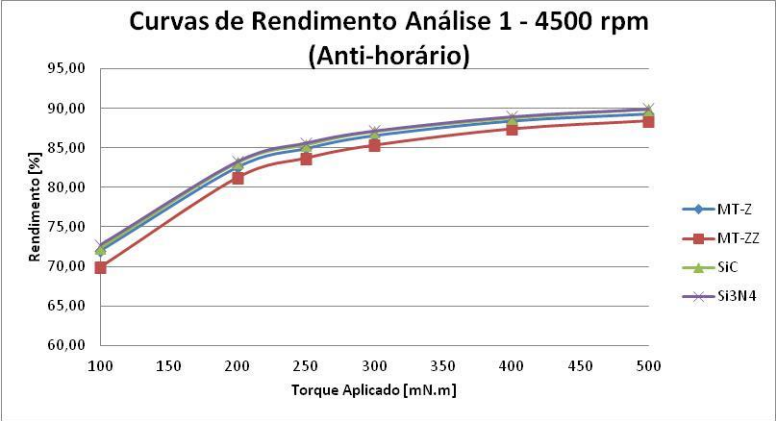


Figura 114: Curvas de eficiência do motor (4500 rpm / Sentido anti-horário) – Análise 1.

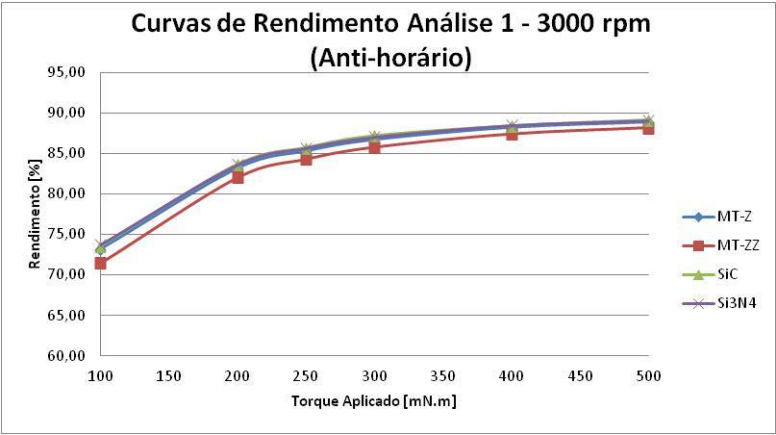


Figura 115: Curvas de eficiência do motor (3000 rpm / Sentido anti-horário) – Análise 1.

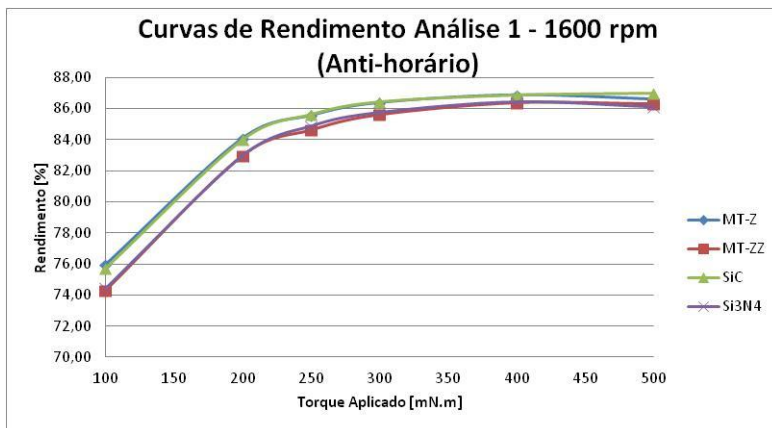


Figura 116: Curvas de eficiência do motor (1600 rpm / Sentido anti-horário) – Análise 1.

### SENTIDO ANTI-HORÁRIO – Análise 2

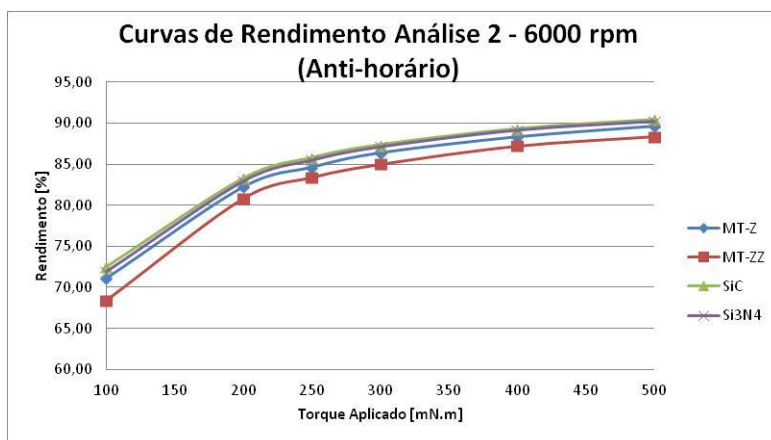


Figura 117: Curvas de eficiência do motor (6000 rpm / Sentido anti-horário) – Análise 2.

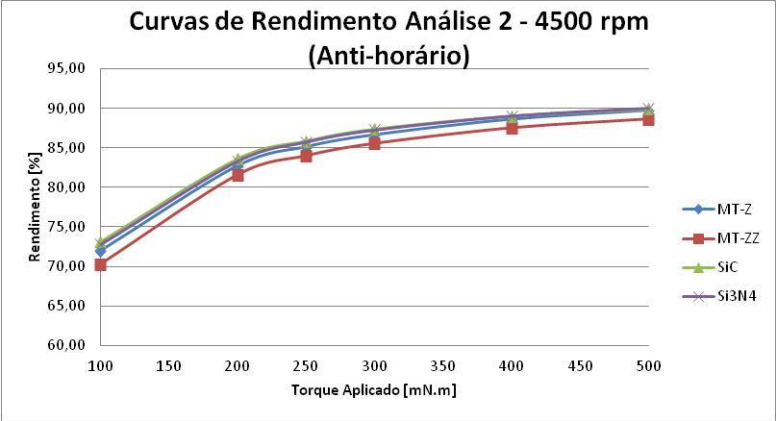


Figura 118: Curvas de eficiência do motor (4500 rpm / Sentido anti-horário) – Análise 2.

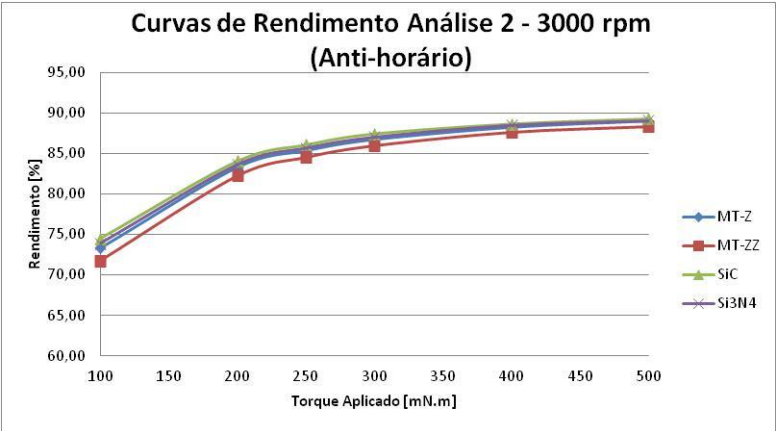


Figura 119: Curvas de eficiência do motor (3000 rpm / Sentido anti-horário) – Análise 2.



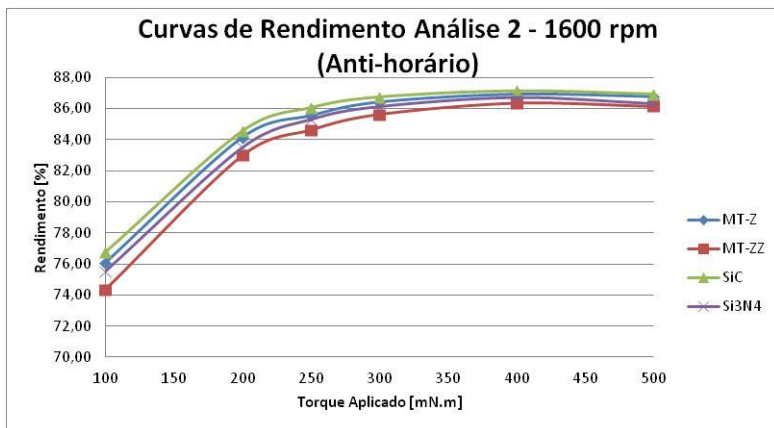


Figura 120: Curvas de eficiência do motor (1600 rpm / Sentido anti-horário) – Análise 2.



## APÊNDICE D – DIFERENÇAS DE RENDIMENTO DO MOTOR (REPETIBILIDADE E REPRODUTIBILIDADE)

Este apêndice apresenta as diferenças entre os resultados das medições de rendimento do motor com os rolamentos MT-ZZ, SiC e Si3N4 e o rolamento MT-Z (de aço e sem lubrificação). Nas figuras 123 a 146, os dados são apresentados com relação ao sentido de rotação do motor (horário e anti-horário) e à frequência rotacional, para cada ponto de torque aplicado, seguindo os testes apresentados na figura 121 para os cálculos da repetibilidade das medições e da figura 122 para a reprodutibilidade.

| Rolamento | Horário |      | Anti-horário |      |
|-----------|---------|------|--------------|------|
|           | E3T1    | E3T3 | E2T1         | E2T3 |
| MT-Z      | E3T1    | E3T3 | E2T1         | E2T3 |
| MT-ZZ     | E3T1    | E3T3 | E3T2         | E3T3 |
| SiC       | E1T2    | E1T3 | E1T3         | E1T2 |
| Si3N4     | E1T1    | E1T2 | E2T1         | E2T2 |

Figura 121: Testes selecionados para análise da Repetibilidade das medições.

| Rolamento | Horário |      | Anti-horário |      |
|-----------|---------|------|--------------|------|
|           | E3T1    | E1T1 | E3T1         | E2T3 |
| MT-Z      | E3T1    | E1T1 | E3T1         | E2T3 |
| MT-ZZ     | E3T3    | E1T3 | E2T1         | E3T3 |
| SiC       | E1T3    | E3T2 | E1T3         | E3T3 |
| Si3N4     | E2T2    | E3T2 | E2T1         | E3T3 |

Figura 122: Testes selecionados para análise da Reprodutibilidade das medições.

REPETIBILIDADE (SENTIDO HORÁRIO)

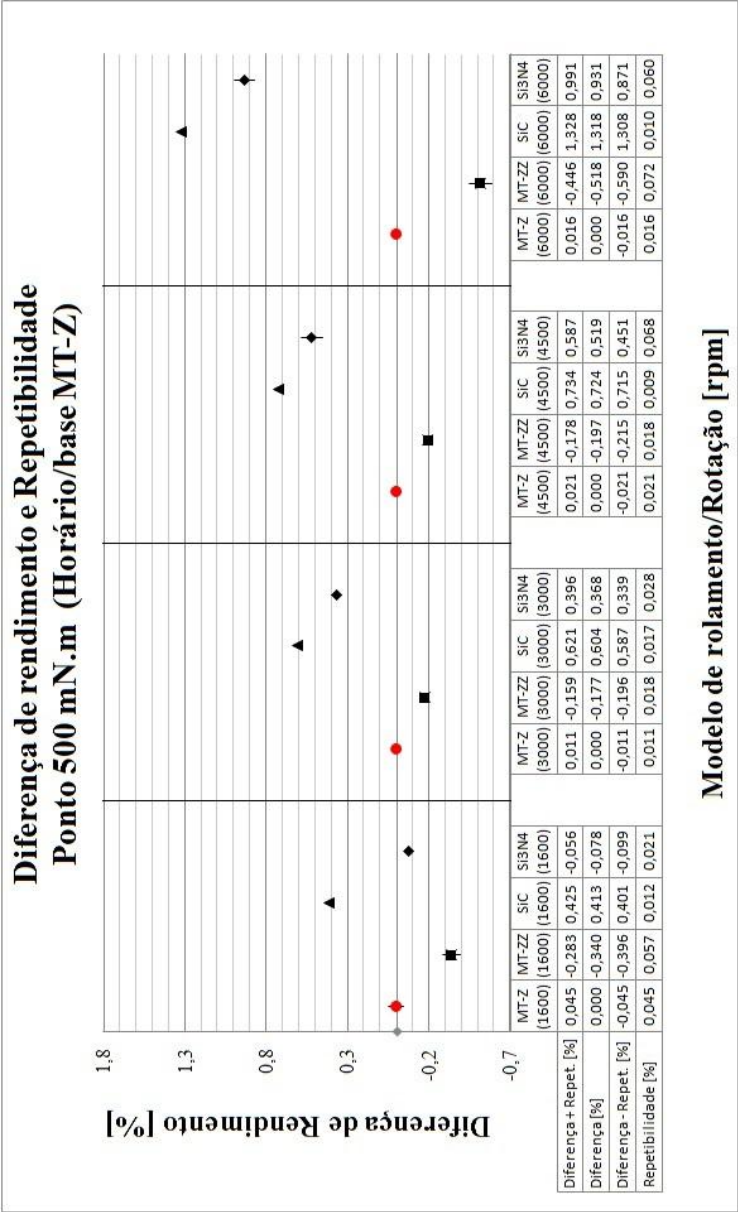
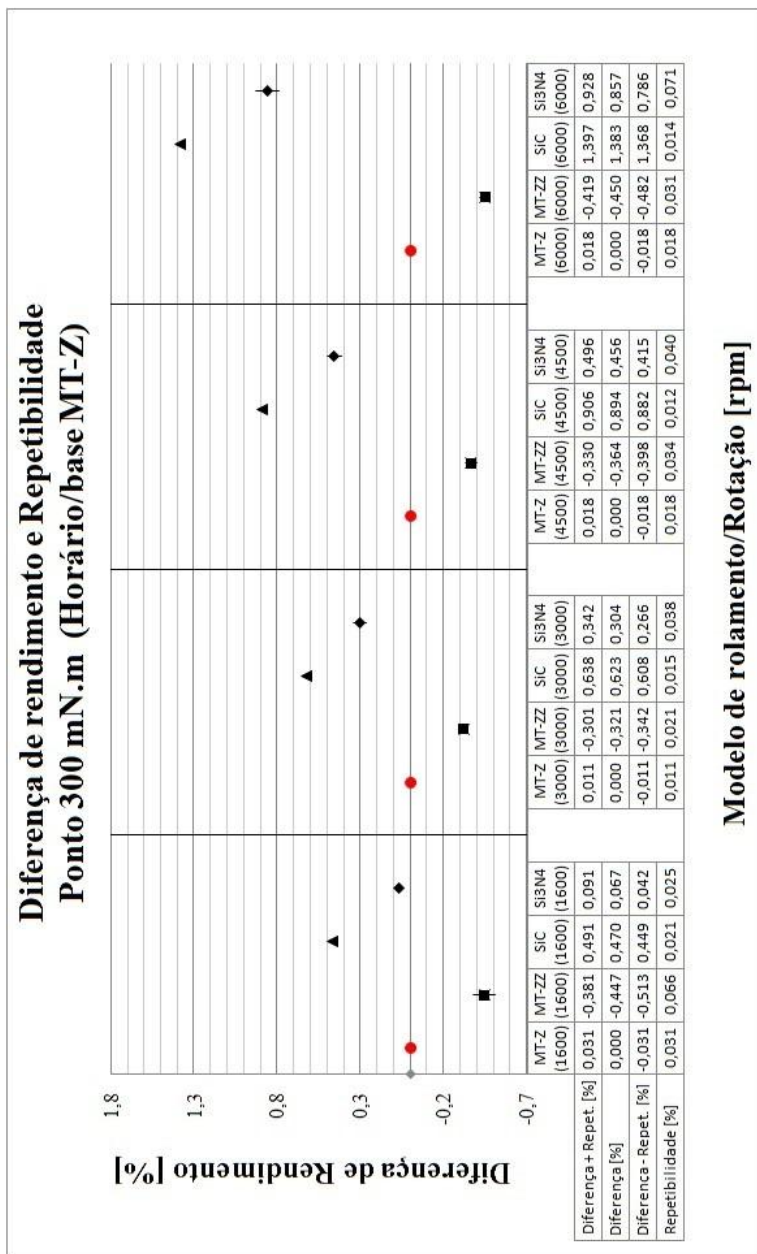


Figura 123: Diferença de rendimento e Repetibilidade: Ponto 500 mN.m (base MT-Z - Horário)





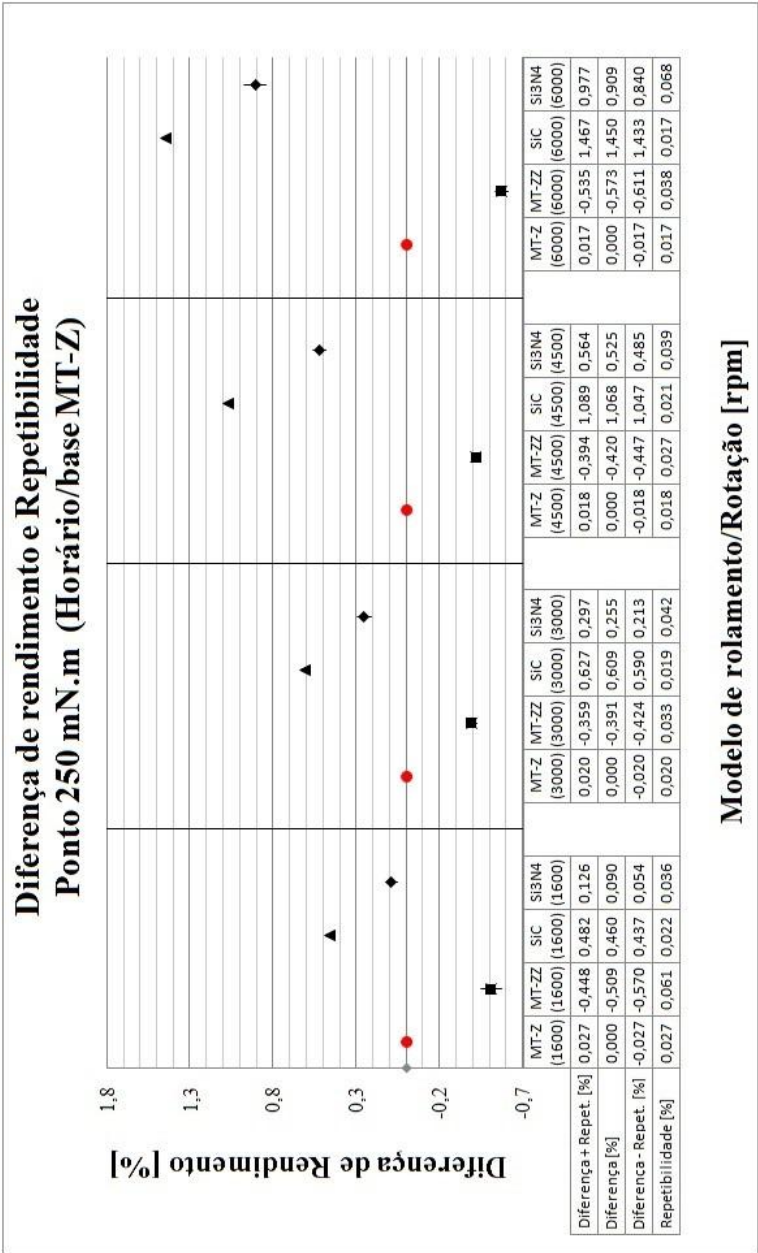
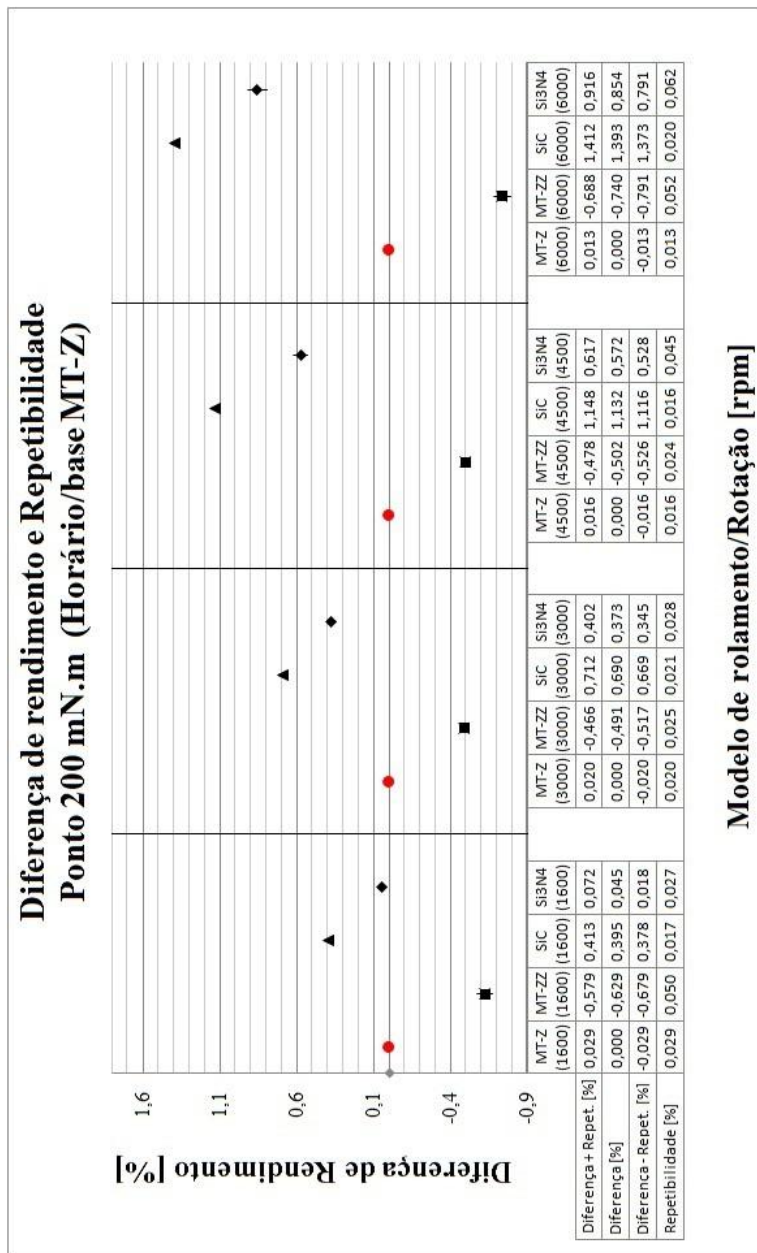


Figura 126: Diferença de rendimento e Repetibilidade: Ponto 250 mN.m (base MT-Z - Horário)





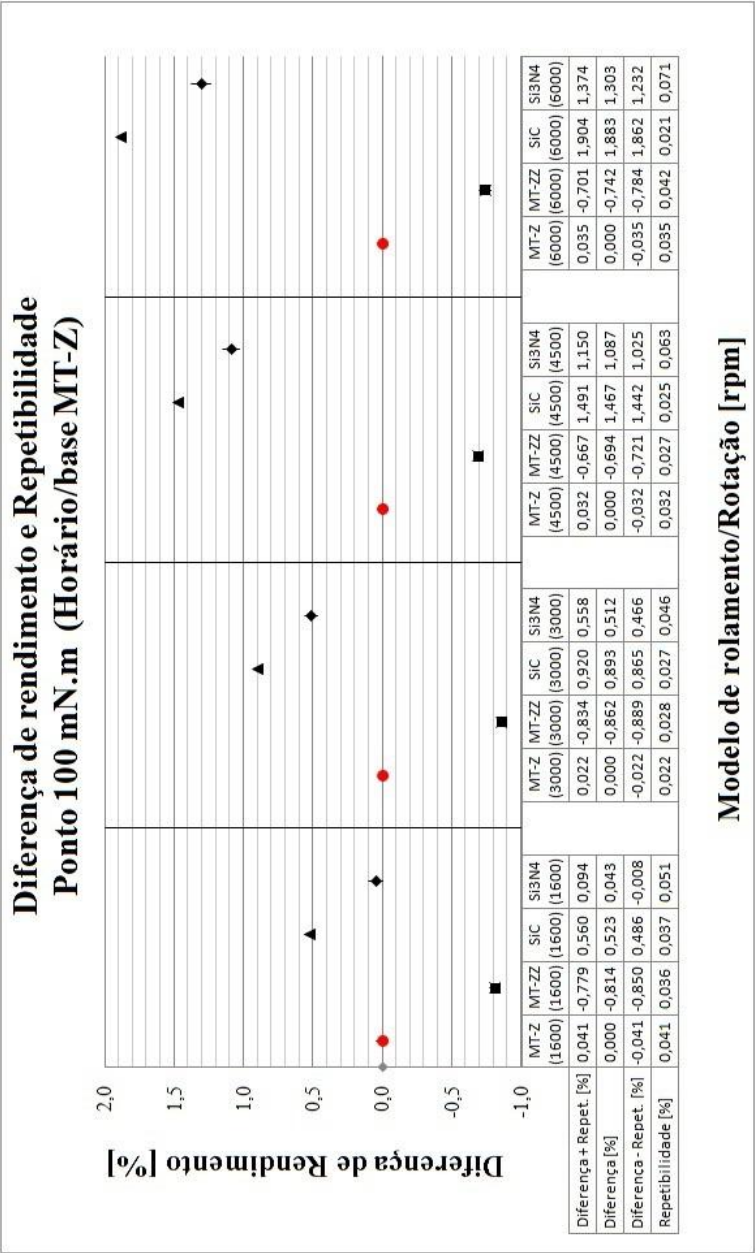


Figura 128: Diferença de rendimento e Repetibilidade: Ponto 100 mN.m (base MT-Z - Horário)

REPETIBILIDADE (SENTIDO ANTI-HORÁRIO)

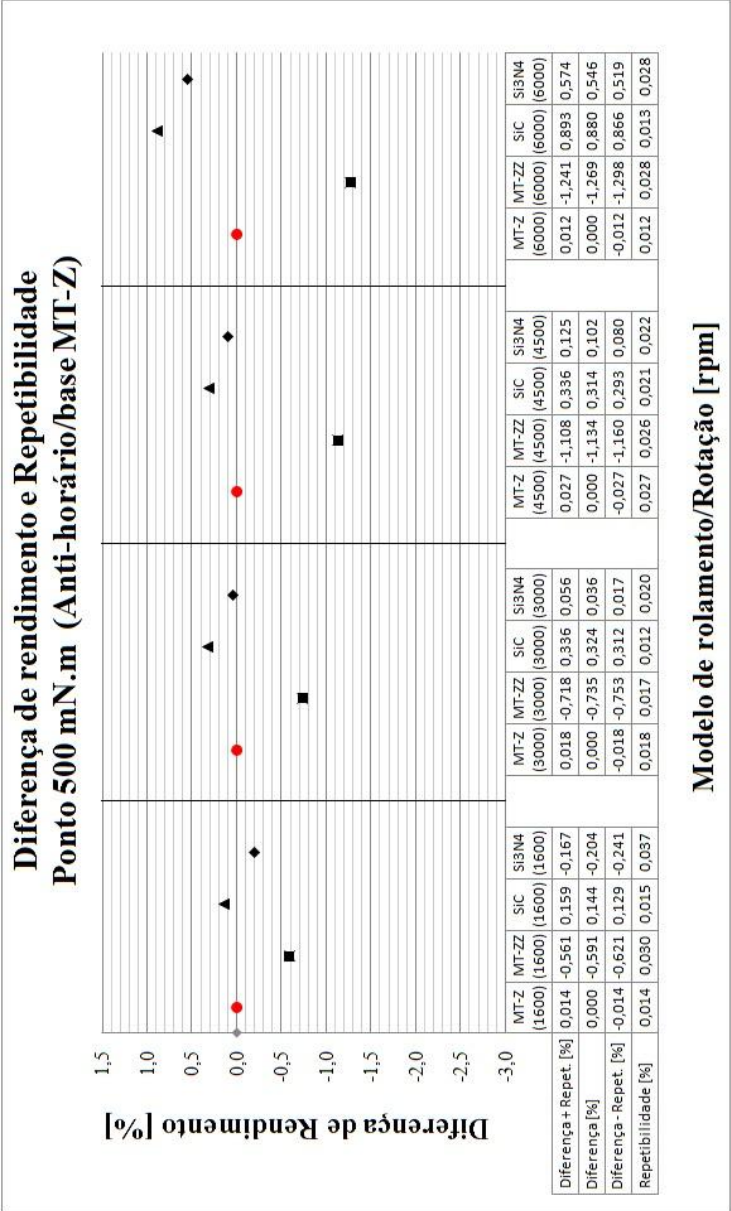


Figura 129: Diferença de rendimento e Repetibilidade: Ponto 500 mN.m (base MT-Z – Anti-horário)

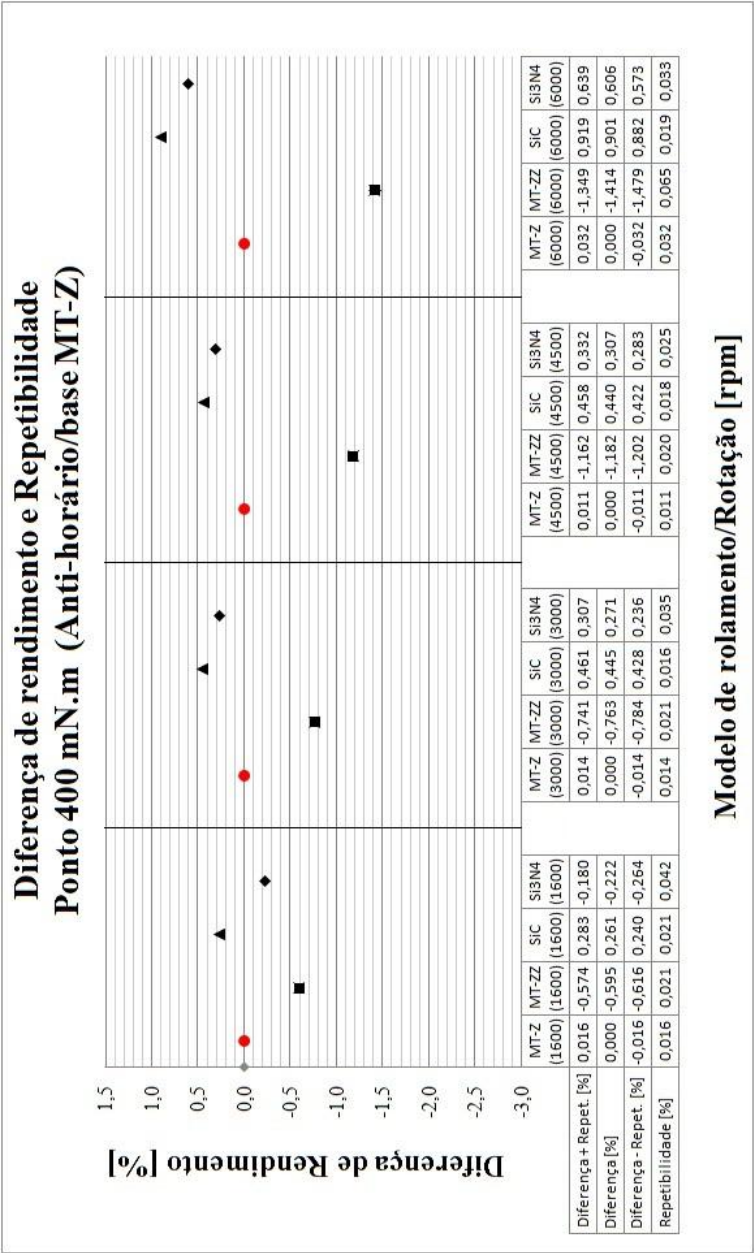
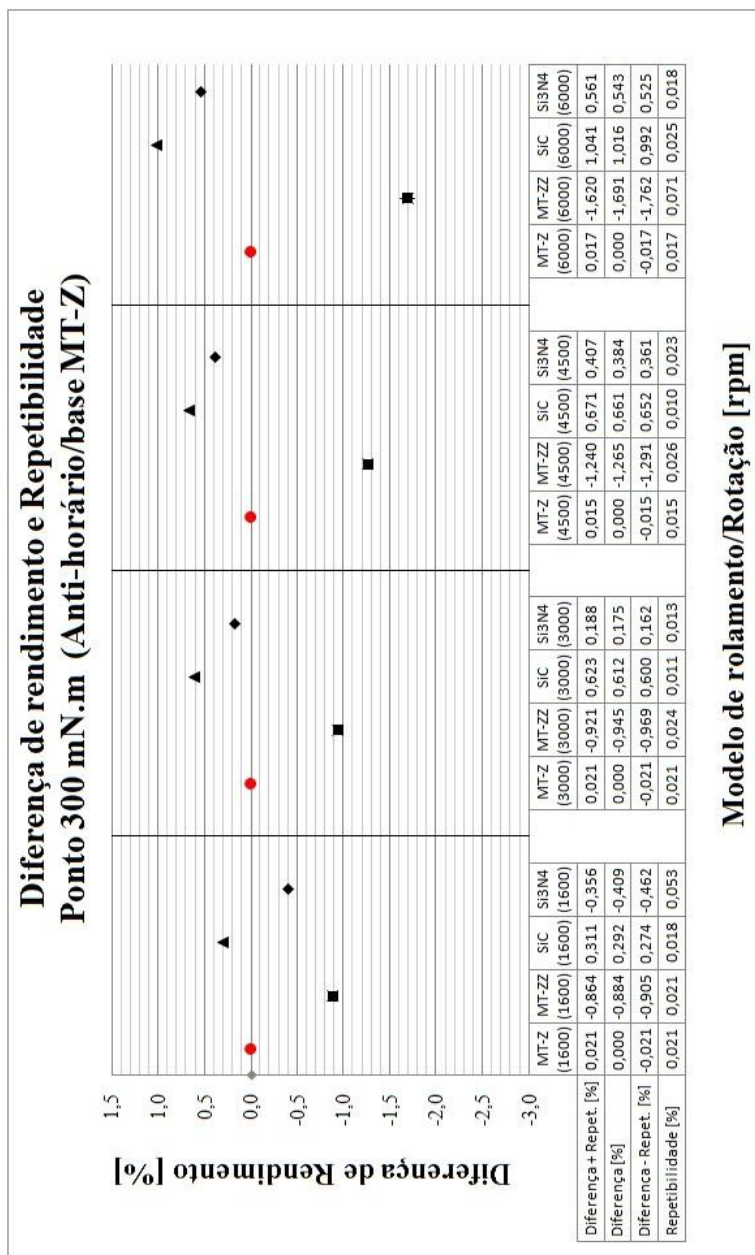


Figura 130: Diferença de rendimento e Repetibilidade: Ponto 400 mN.m  
(base MT-Z – Anti-horário)



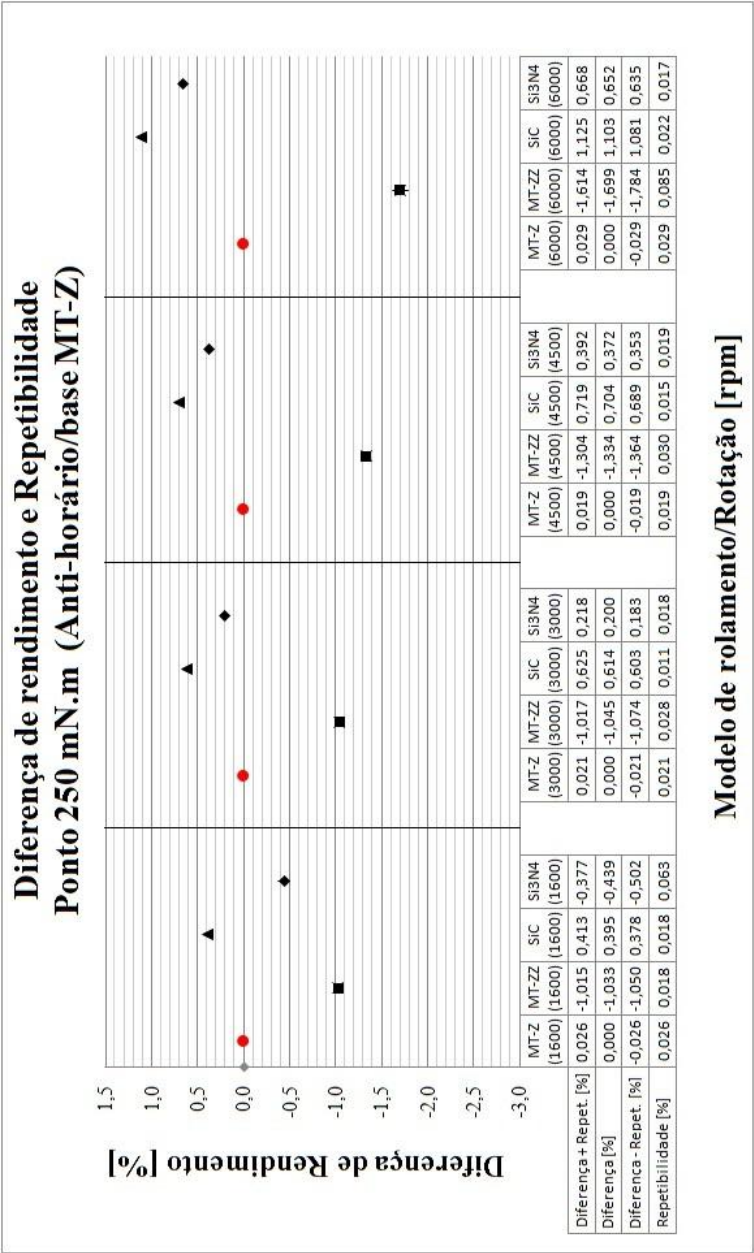
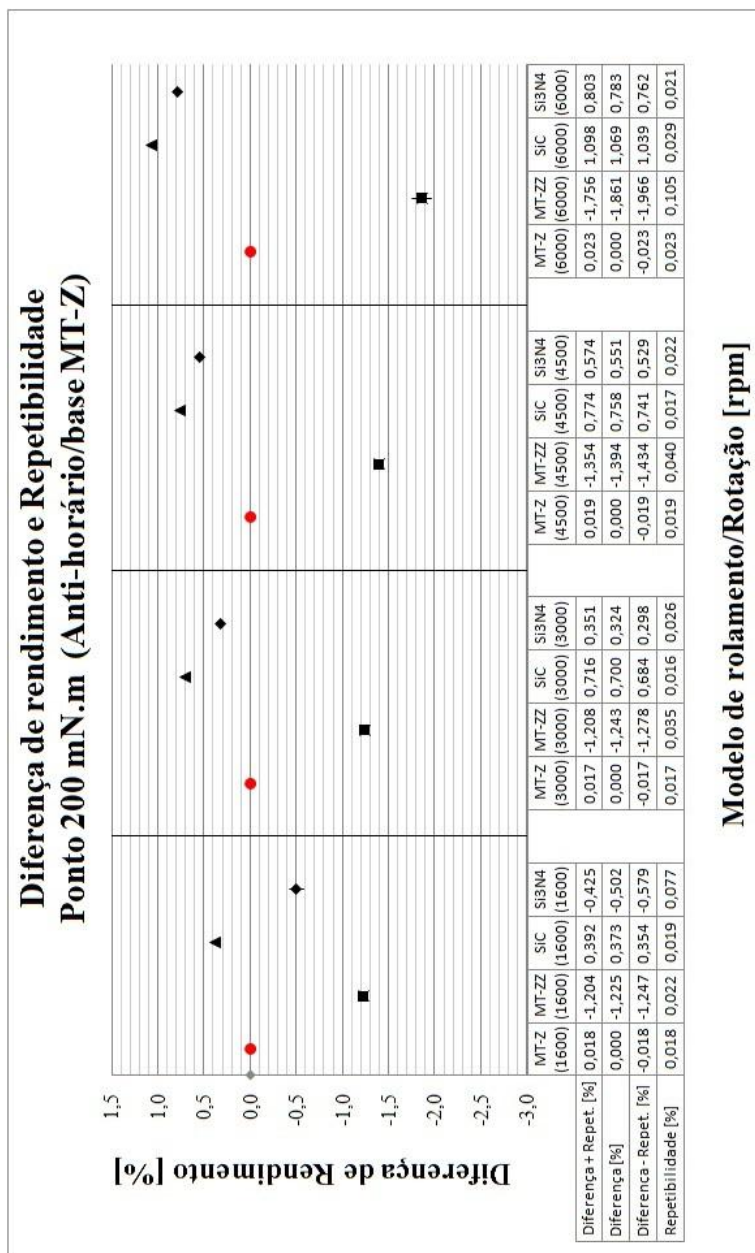


Figura 132: Diferença de rendimento e Repetibilidade: Ponto 250 mN.m (base MT-Z – Anti-horário)



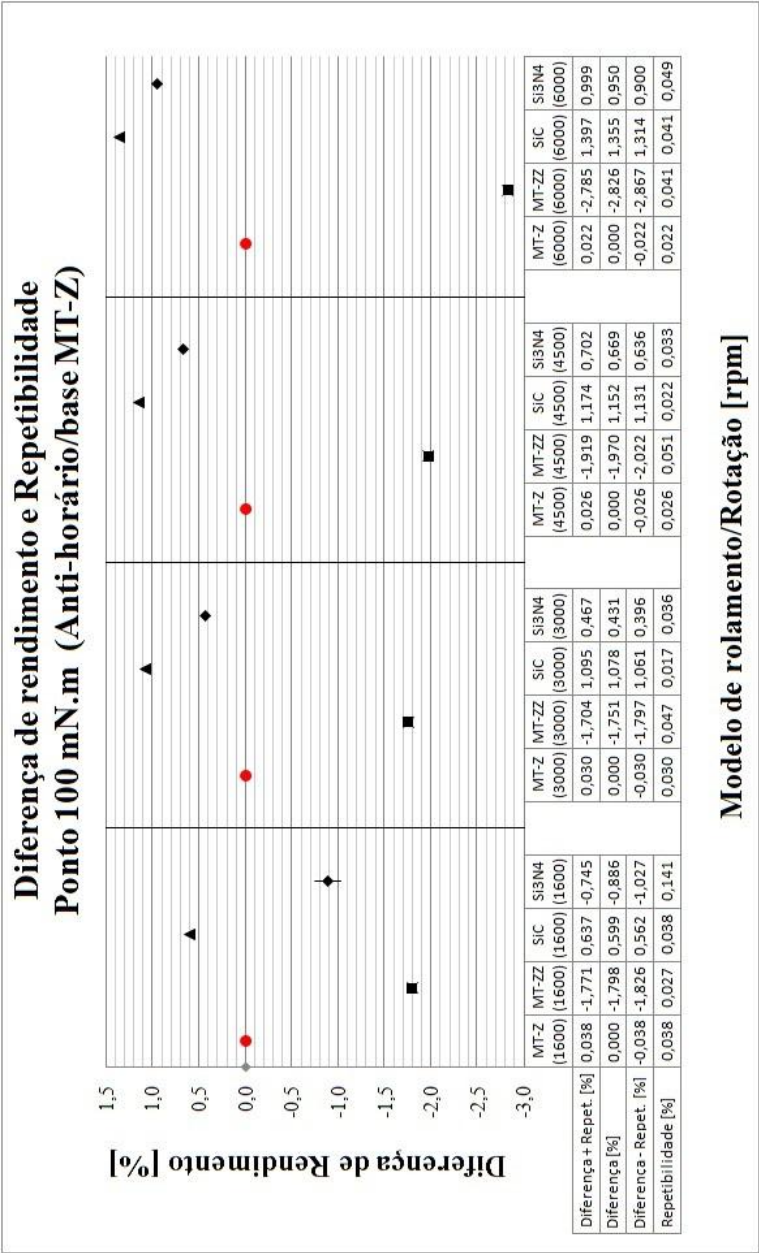


Figura 134: Diferença de rendimento e Repetibilidade: Ponto 100 mN.m (base MT-Z – Anti-horário)

REPRODUTIBILIDADE (SENTIDO HORÁRIO)

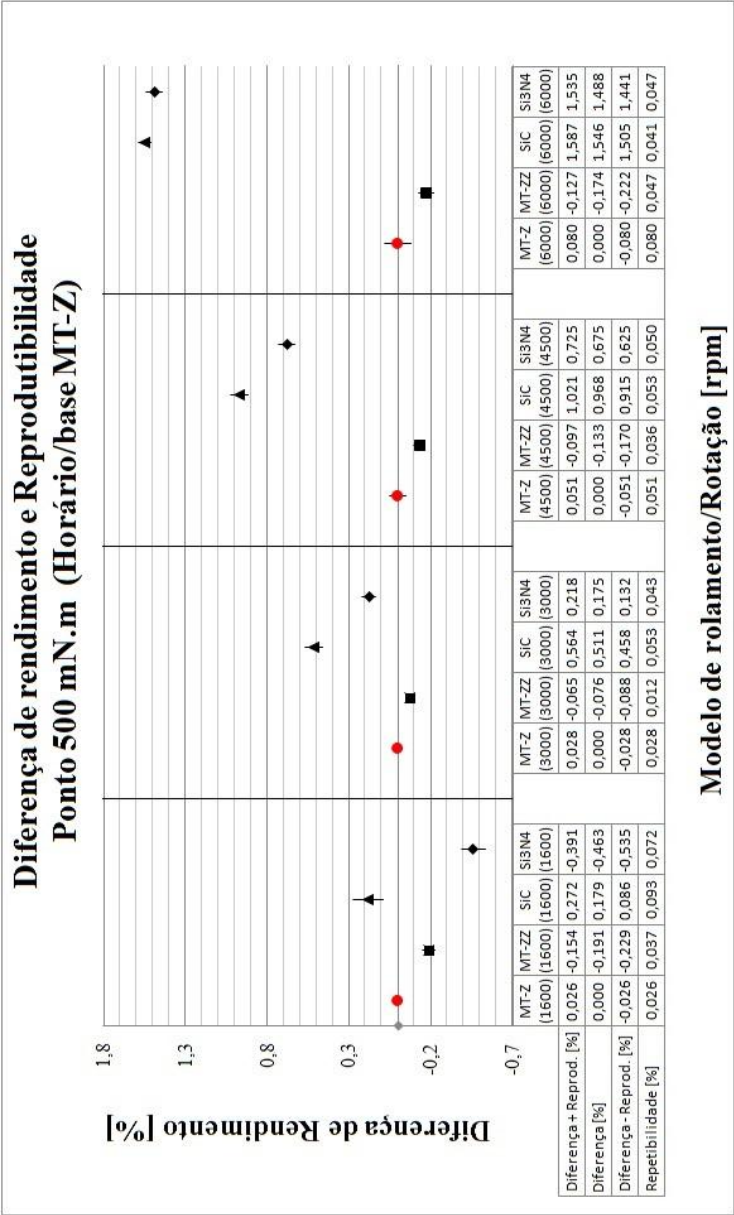


Figura 135: Diferença de rendimento e Reprodutibilidade:  
Ponto 500 mN.m (base MT-Z - Horário)



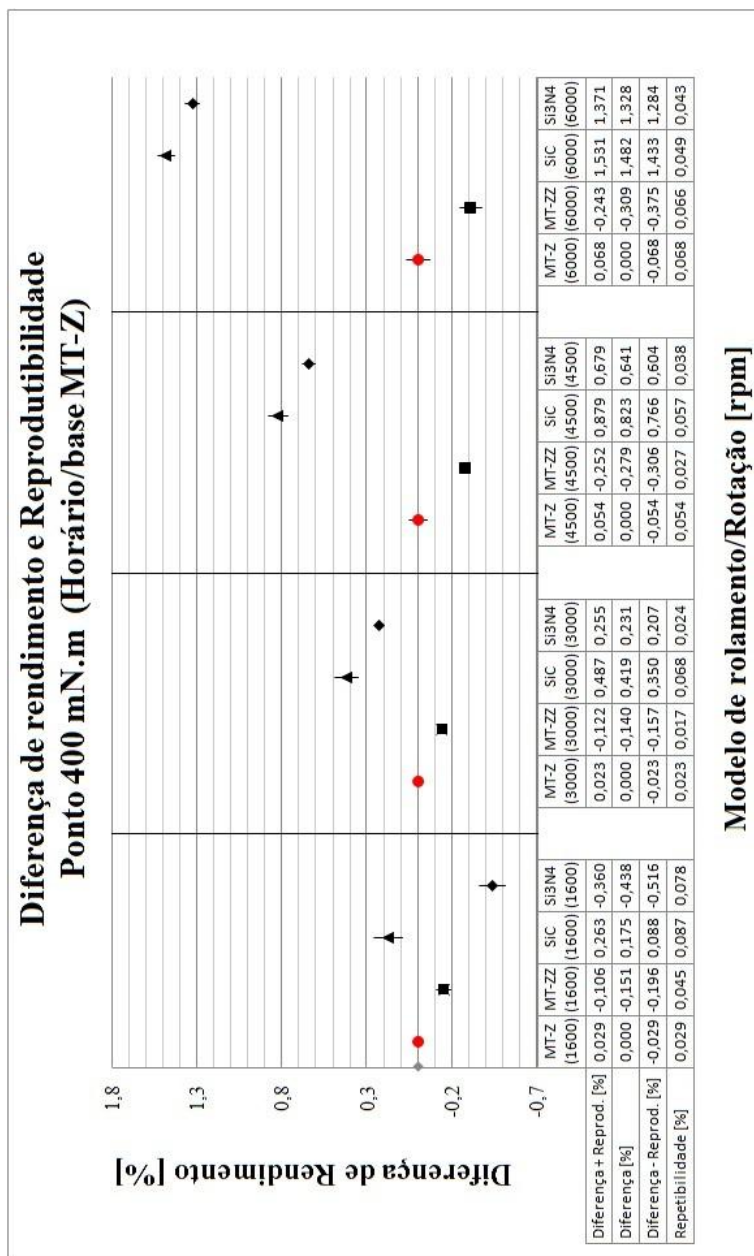
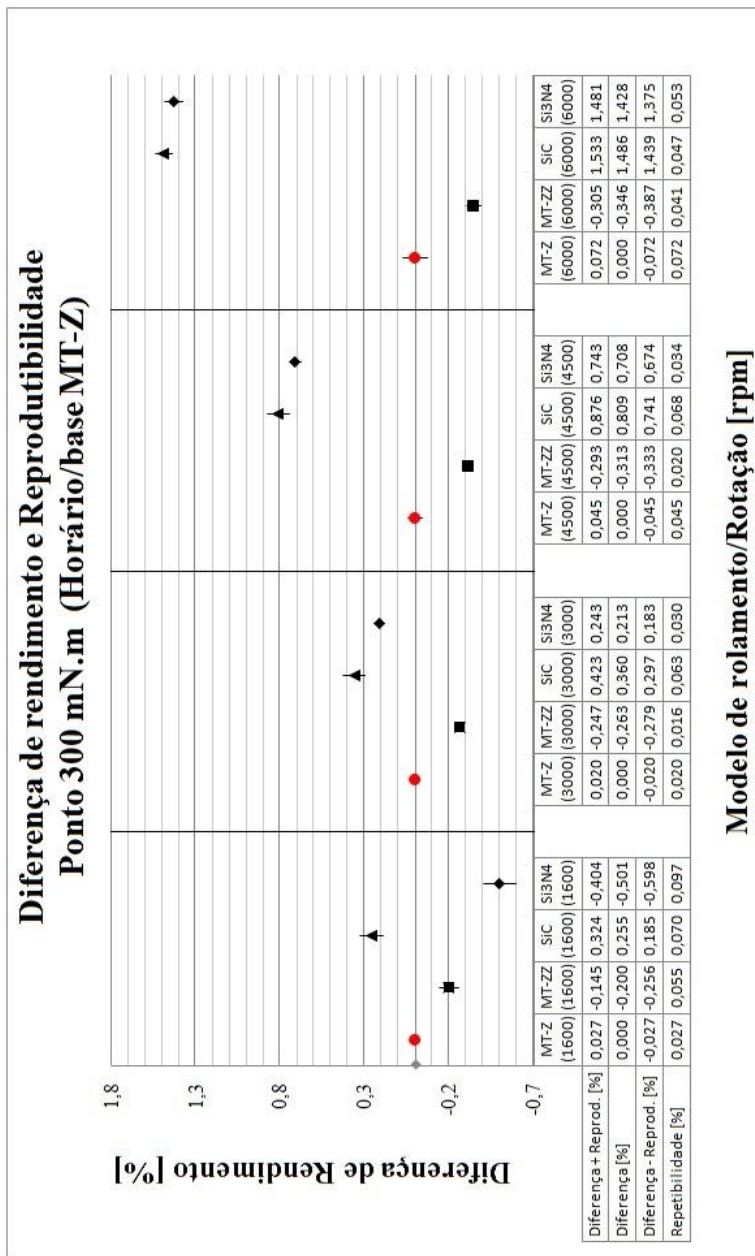
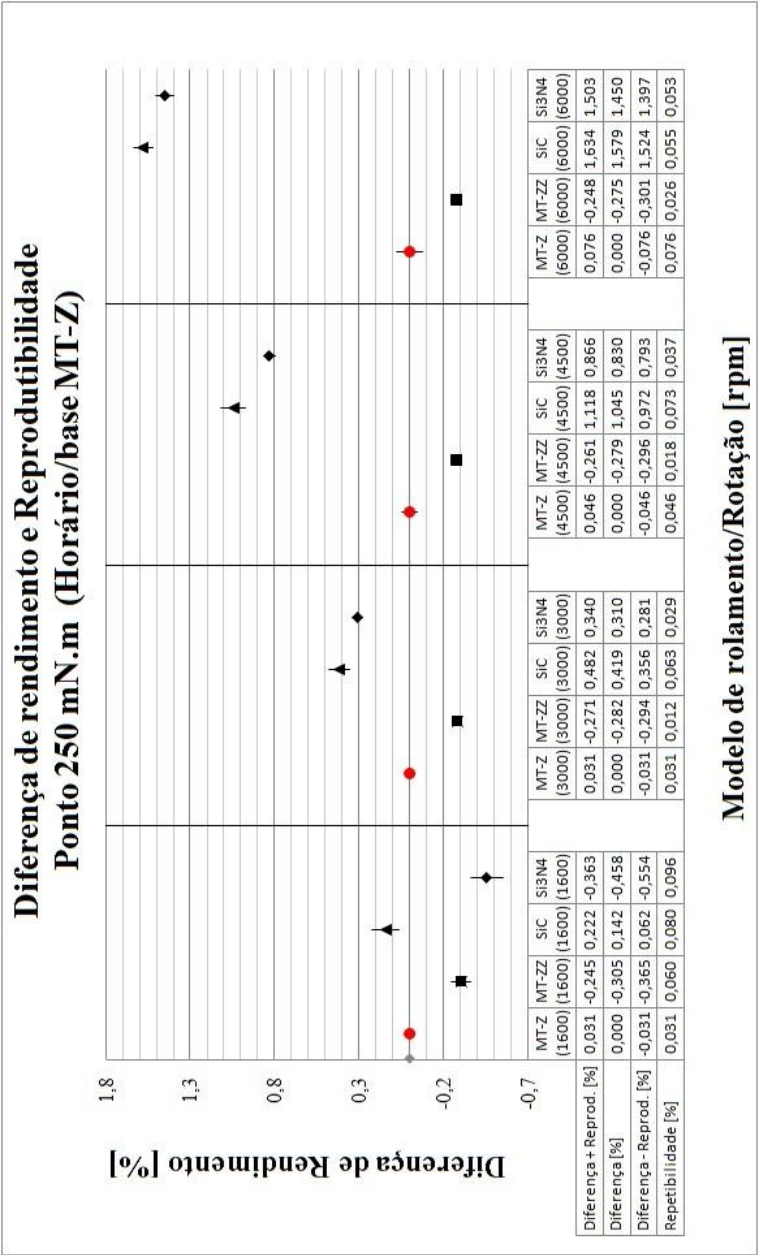
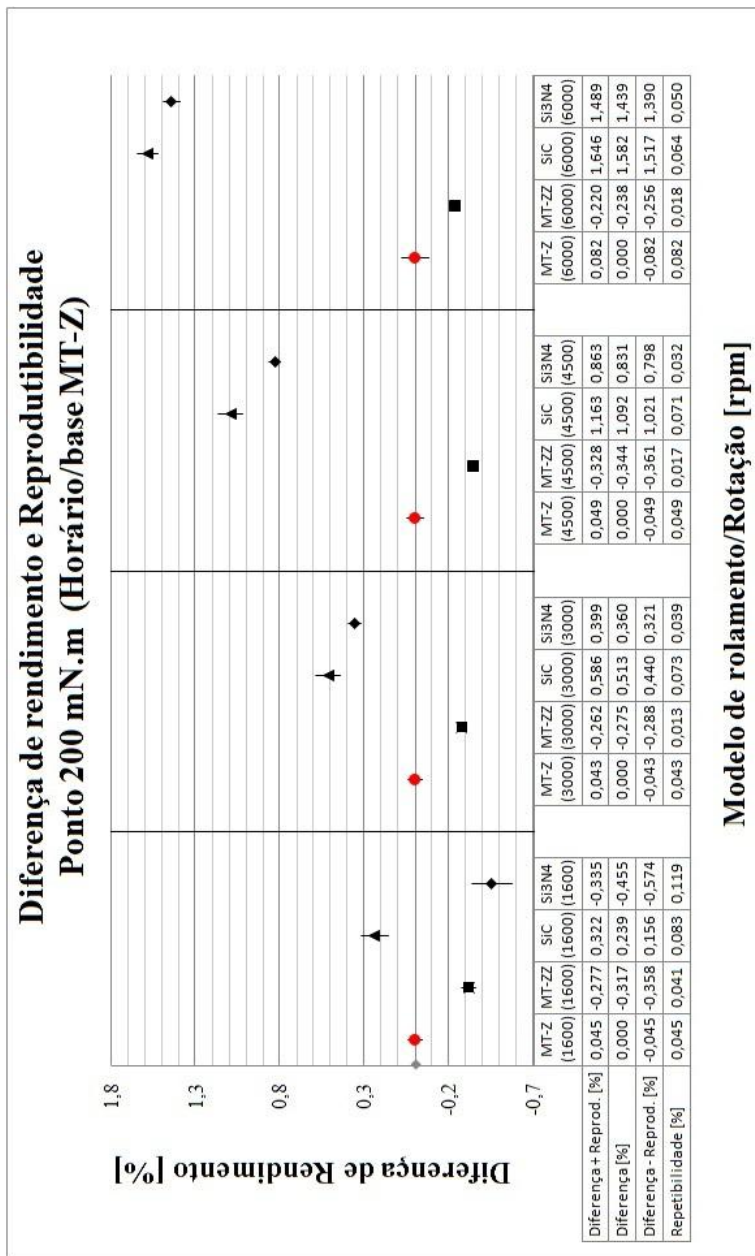


Figura 136: Diferença de rendimento e Reprodutibilidade:  
Ponto 400 mN.m (base MT-Z - Horário)







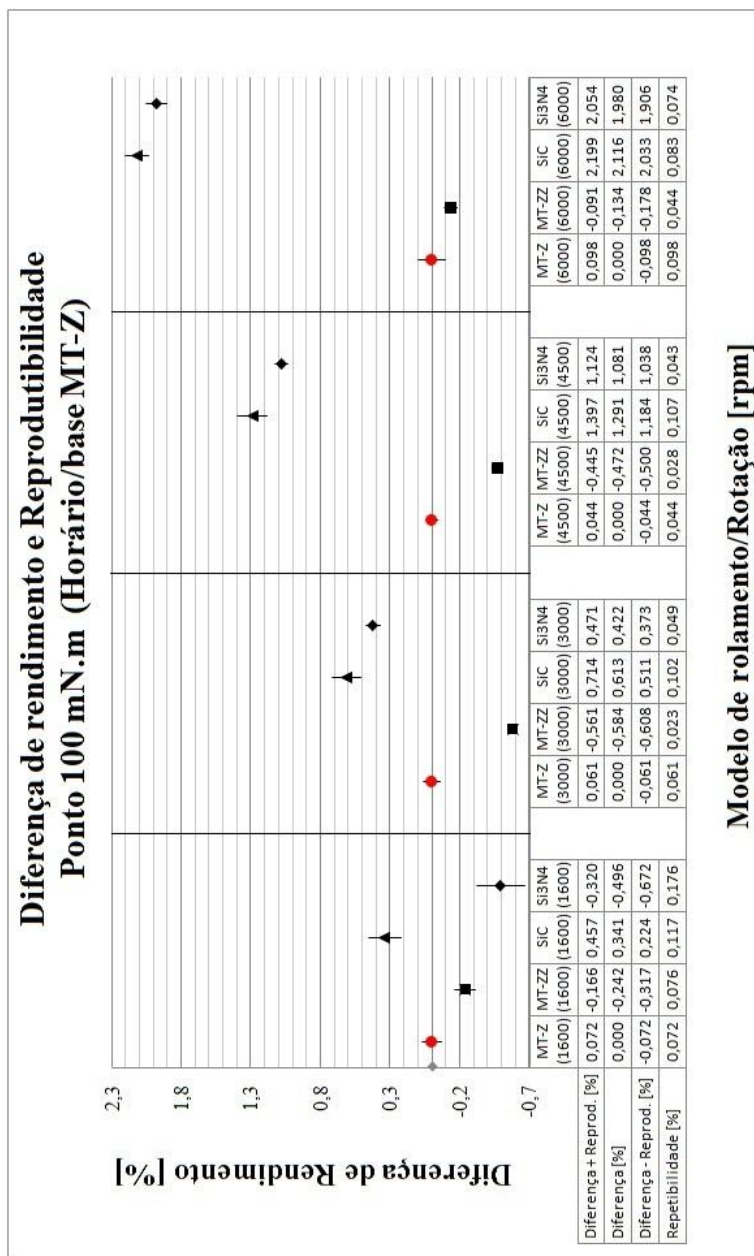


Figura 140: Diferença de rendimento e Reprodutibilidade:  
Ponto 100 mN.m (base MT-Z - Horário)

REPRODUTIBILIDADE (SENTIDO ANTI-HORÁRIO)

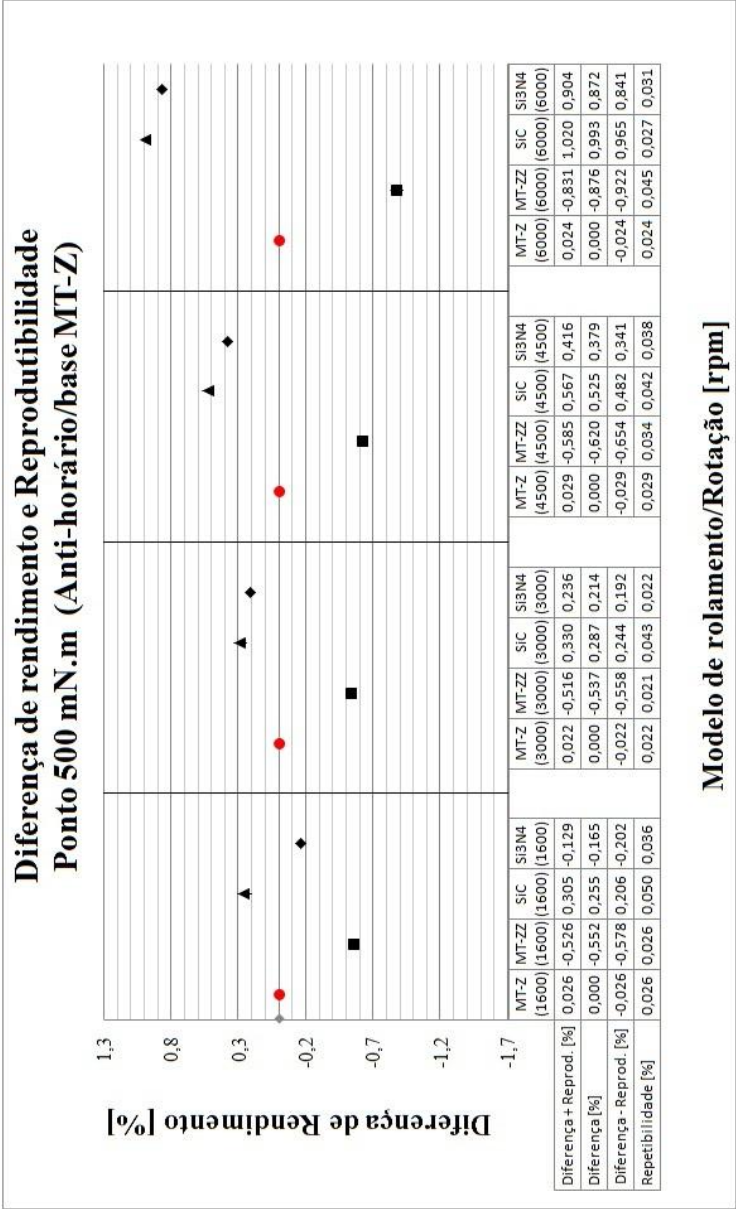
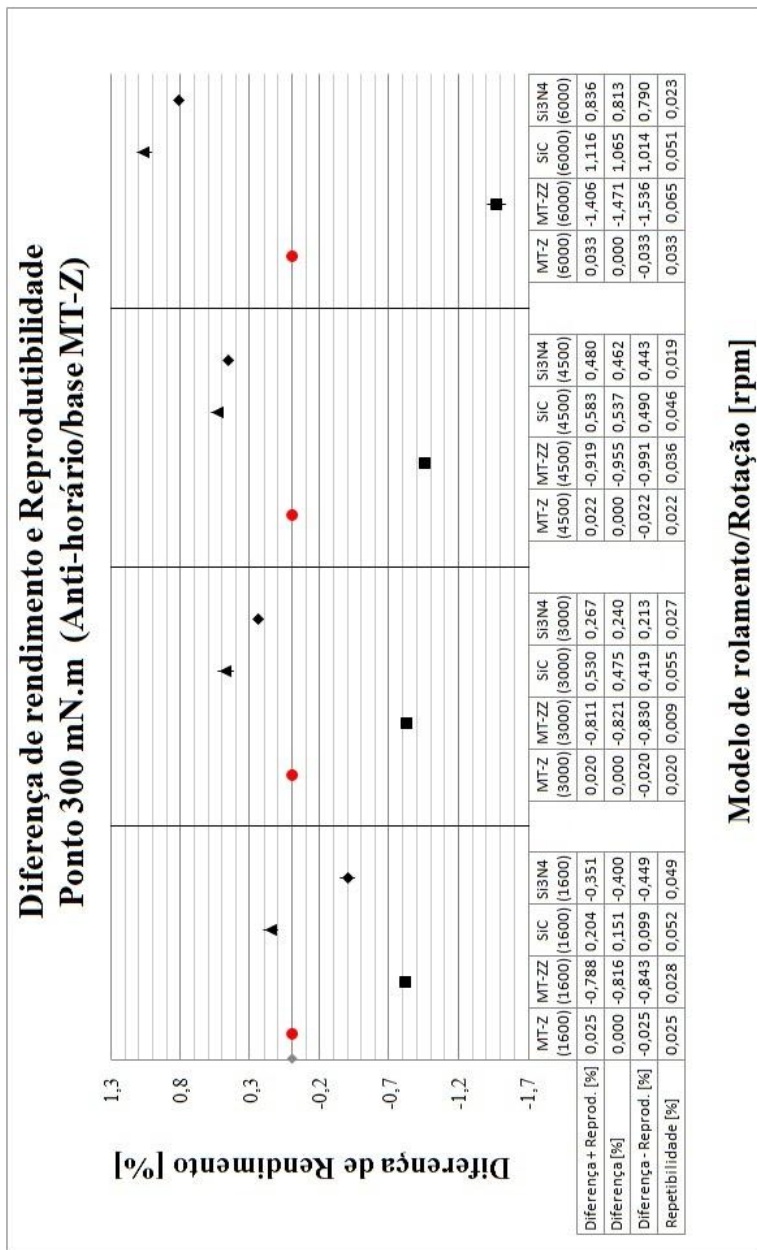
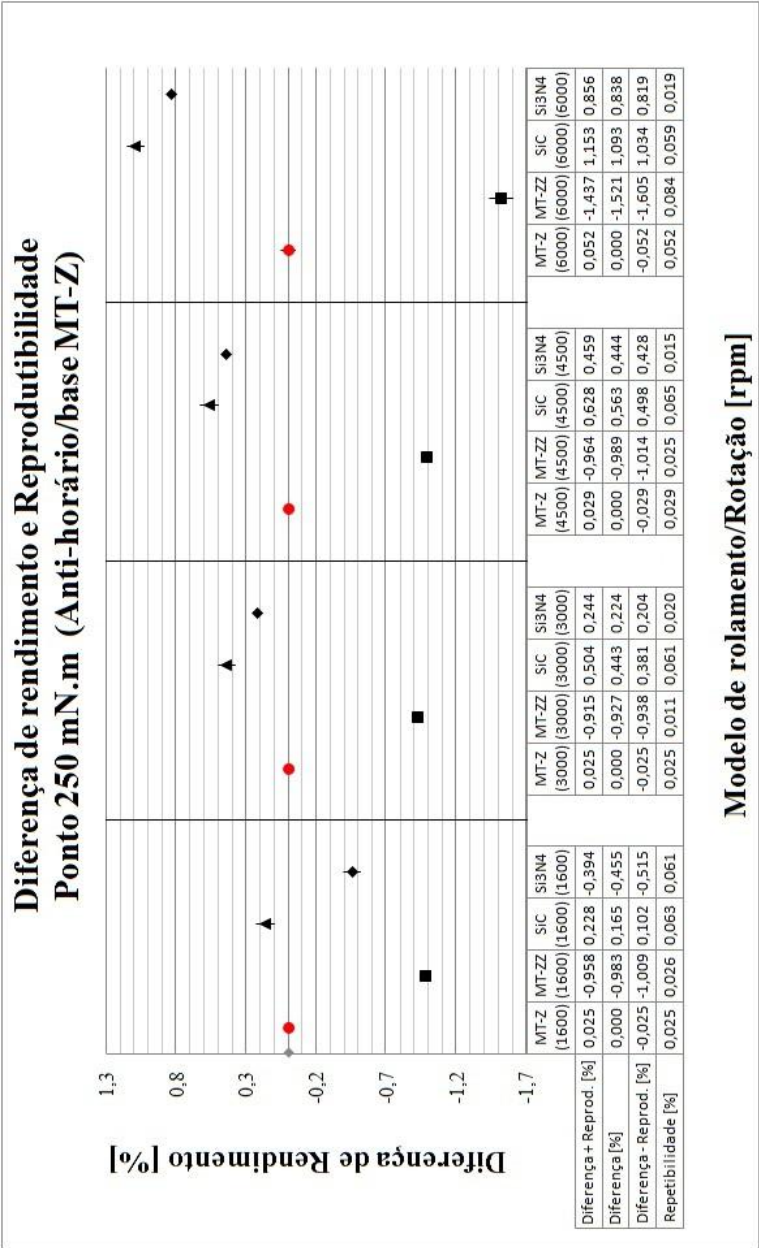


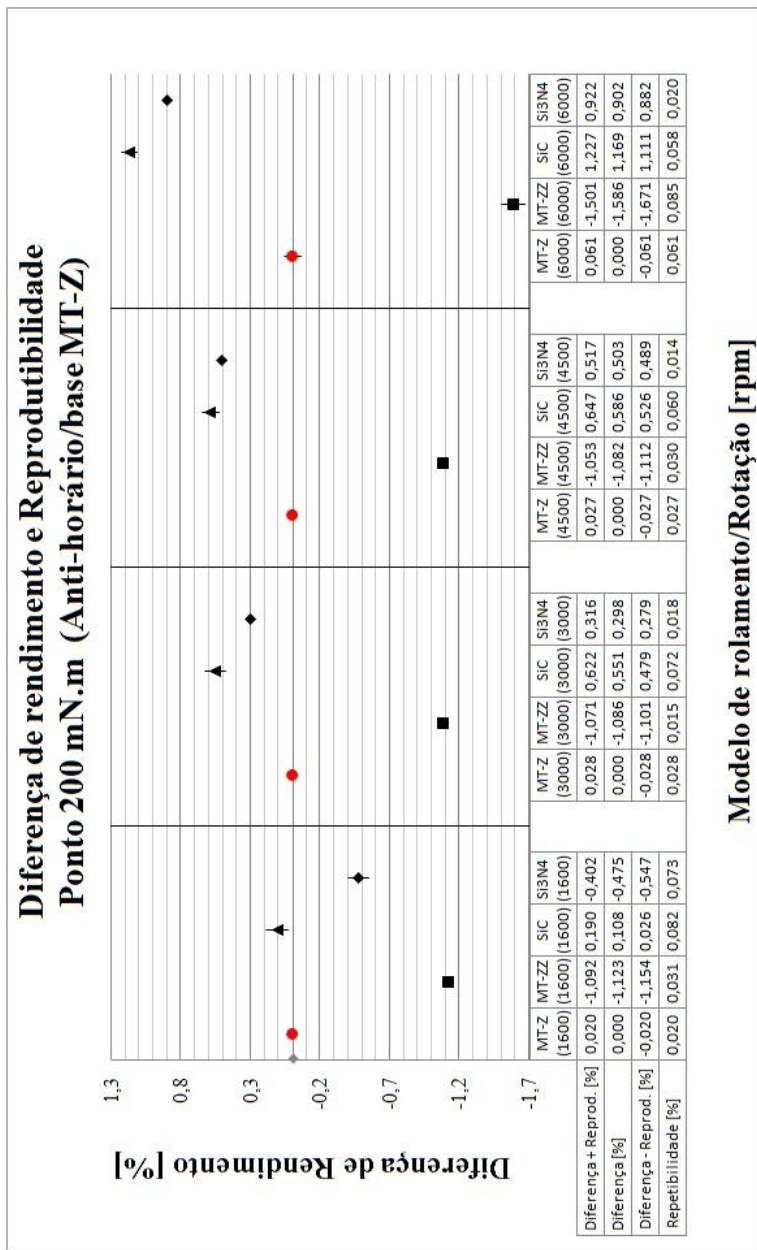
Figura 141: Diferença de rendimento e Reprodutibilidade:  
Ponto 500 mN.m (base MT-Z – Anti-horário)

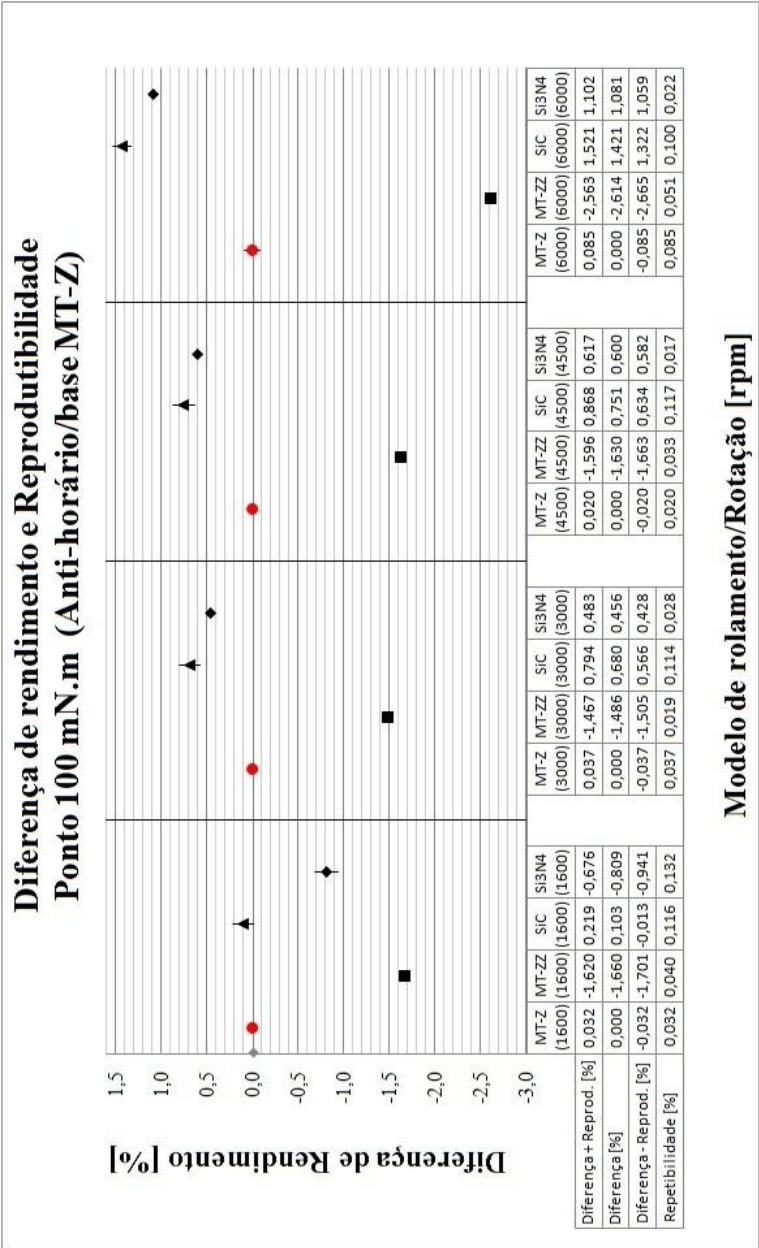














## APÊNDICE E – PARÂMETROS BÁSICOS PARA OS MANCAIS YATES

Este apêndice apresenta a determinação dos parâmetros básicos para os mancais aerostáticos do tipo Yates, quais sejam, a pressão manométrica do rebaixo quando concêntrico, a vazão e a combinação das cargas radial e axial.

### Pressão manométrica do rebaixo quando concêntrico

A relação da pressão manométrica, quando o rotor está concêntrico, na entrada do mancal radial é determinada pela equação (35).

$$\beta_1 = K_{go1} = \frac{P_1}{P_s} \quad (35)$$

Onde:

|           |                                                             |       |
|-----------|-------------------------------------------------------------|-------|
| $\beta_1$ | relação de pressão com o rotor radial centrado;             | [adm] |
| $K_{go1}$ | relação de pressão manométrica com o rotor radial centrado; | [adm] |
| $P_1$     | pressão manométrica na entrada do rebaixo do mancal radial; | [Pa]  |
| $P_s$     | pressão manométrica de alimentação.                         | [Pa]  |

E nos mancais axiais pela equação (36).

$$\beta_2 = K_{go2} = \frac{P_2}{P_s} \quad (36)$$

Onde:

|           |                                                            |       |
|-----------|------------------------------------------------------------|-------|
| $\beta_2$ | relação de pressão com o rotor axial centrado;             | [adm] |
| $K_{go2}$ | relação de pressão manométrica com o rotor axial centrado; | [adm] |
| $P_2$     | pressão manométrica na entrada do rebaixo do mancal axial; | [Pa]  |
| $P_s$     | pressão manométrica de alimentação.                        | [Pa]  |

Dividindo igualmente as diferenças de pressão desde a pressão suprida  $P_s$ , diminuindo até  $\beta_1 P_s$  e, então, diminuindo até  $\beta_2 P_s$ , permite que as pressões nos mancais variem para cima e para baixo igualmente em ambas as direções (radial e axial). Uma divisão em partes iguais faz com que as relações de pressões sejam  $\beta_1=0,67$  e  $\beta_2=0,33$ . Um suporte de carga radial máxima ligeiramente maior pode ser conseguido reduzindo-se  $\beta_2$  para 0,2. Um guia geral para  $\beta_1$  pode ser obtido por analogia com o mancal hidrostático convencional onde a relação de pressão recomendada é 0,5. Para um mancal Yates é recomendado que a relação de pressão seja obtida conforme a equação 37.

$$\beta_1 = \frac{(1 + \beta_2)}{2} \quad (37)$$

Onde:

|           |                                                 |       |
|-----------|-------------------------------------------------|-------|
| $\beta_1$ | Relação de pressão com o rotor radial centrado; | [adm] |
| $\beta_2$ | Relação de pressão com o rotor axial centrado.  | [adm] |

Assim, se a relação de pressão axial  $\beta_2=0,2$ , a relação de pressão radial é  $\beta_1=0,6$ . A adequação da carga suportada no mancal axial pode geralmente ser obtida com esses valores, entretanto, a combinação  $\beta_1=0,6$  e  $\beta_2=0,2$  muitas vezes pode ser adaptada.

### Vazão

A vazão “ $q_{\text{Total}}$ ” através do mancal Yates é a vazão total sendo, portanto, a soma das vazões através dos dois mancais axiais. É importante ter isso em mente de forma a prevenir confusões no balanço das resistências ao escoamento.

A vazão concêntrica é a combinação de vazões de ambos os mancais axiais. Isto dá origem ao fator 2 nas equações 38 e 39.

$$q_a = 2 \cdot \frac{P_s h_a^3}{\eta} \beta_2 \cdot \bar{B}_t \quad \text{Hidrostático} \quad (38)$$

Onde:

|       |                                     |           |
|-------|-------------------------------------|-----------|
| $q_a$ | vazão volumétrica;                  | $[m^3/s]$ |
| $P_s$ | pressão manométrica de alimentação; | [Pa]      |

|             |                                                              |       |
|-------------|--------------------------------------------------------------|-------|
| $h_a$       | espessura do filme lubrificante no mancal axial (figura 75); | [m]   |
| $\beta_2$   | relação de pressão com o rotor axial centrado;               | [adm] |
| $\bar{B}_t$ | fator de forma do fluxo para os mancais axiais;              | [adm] |
| $\eta$      | relação de amortecimento.                                    | [adm] |

$$q_a = 2 \cdot \frac{P_s h_a^3}{\eta} K_{go2} \cdot \bar{B}_t \cdot \frac{p_2 + p_a}{2p_a} \text{ Aerostático} \quad (39)$$

Onde:

|             |                                                              |                     |
|-------------|--------------------------------------------------------------|---------------------|
| $q_a$       | vazão volumétrica;                                           | [m <sup>3</sup> /s] |
| $P_s$       | pressão manométrica de alimentação;                          | [Pa]                |
| $h_a$       | espessura do filme lubrificante no mancal axial (figura 75); | [m]                 |
| $K_{go2}$   | relação de pressão manométrica com o rotor axial centrado;   | [adm]               |
| $\bar{B}_t$ | fator de forma do fluxo para os mancais axiais;              | [adm]               |
| $\eta$      | relação de amortecimento;                                    | [adm]               |
| $p_2$       | pressão absoluta na entrada do rebaixo do mancal axial;      | [Pa]                |
| $p_a$       | pressão atmosférica absoluta.                                | [Pa]                |

O fator de forma do fluxo para os mancais axiais,  $\bar{B}_t$ , é dado na figura 147 ou pela equação 40.

$$\bar{B}_t = \frac{\pi}{6 \cdot \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)} \quad (40)$$

Onde:

|             |                                                          |       |
|-------------|----------------------------------------------------------|-------|
| $\bar{B}_t$ | fator de forma do fluxo para os mancais axiais;          | [adm] |
| $D_o$       | diâmetro externo do mancal axial (figura 75);            | [m]   |
| $D_i$       | diâmetro externo do rebaixo do mancal axial (figura 75). | [m]   |

A vazão concêntrica radial é determinada pelas equações 41 e 42 para mancais hidrostáticos e aerostáticos respectivamente:

$$q_r = 2 \cdot \frac{P_s h_j^3}{\eta} (\beta_1 - \beta_2) \cdot \bar{B}_j \quad \text{Hidroestático} \quad (41)$$

Onde:

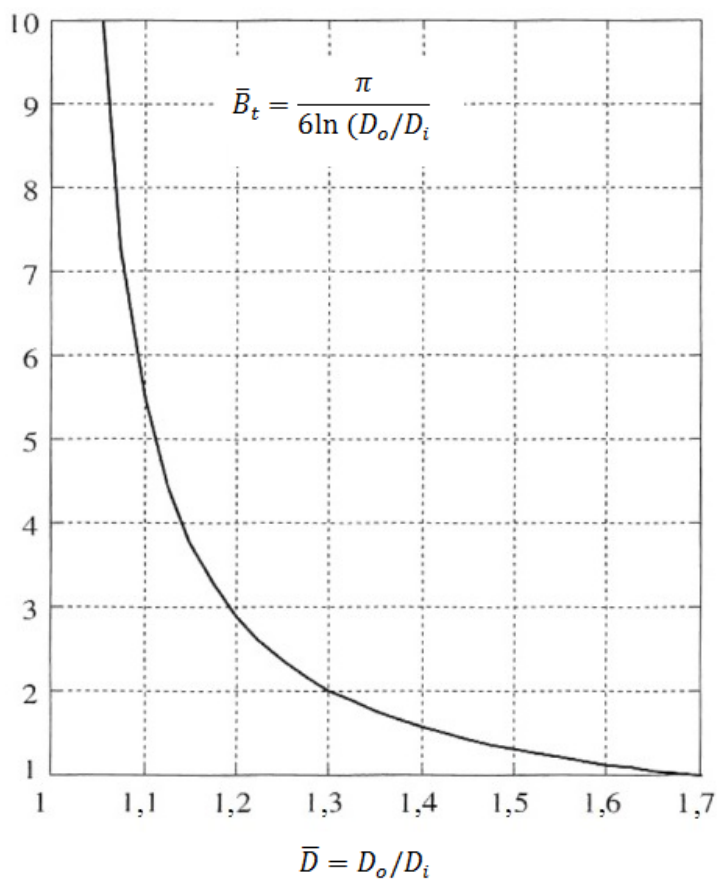
|             |                                                               |                         |
|-------------|---------------------------------------------------------------|-------------------------|
| $q_r$       | vazão através do mancal radial;                               | $[\text{m}^3/\text{s}]$ |
| $P_s$       | pressão manométrica de alimentação;                           | $[\text{Pa}]$           |
| $h_j$       | espessura do filme lubrificante no mancal radial (figura 75); | $[\text{m}]$            |
| $\eta$      | relação de amortecimento;                                     | $[\text{adm}]$          |
| $\beta_1$   | relação de pressão com o rotor radial centrado;               | $[\text{adm}]$          |
| $\beta_2$   | relação de pressão com o rotor axial centrado;                | $[\text{adm}]$          |
| $\bar{B}_j$ | fator de forma de fluxo para os mancais radiais.              | $[\text{adm}]$          |

$$q_r = 2 \cdot \frac{P_s h_j^3}{\eta} (K_{go1} - K_{go2}) \cdot \bar{B}_j \cdot \frac{p_1 + p_2}{2p_a} \quad \text{Aerostático} \quad (42)$$

Onde:

|             |                                                               |                         |
|-------------|---------------------------------------------------------------|-------------------------|
| $q_r$       | vazão através do mancal radial;                               | $[\text{m}^3/\text{s}]$ |
| $P_s$       | pressão manométrica de alimentação;                           | $[\text{Pa}]$           |
| $h_j$       | espessura do filme lubrificante no mancal radial (figura 75); | $[\text{m}]$            |
| $\eta$      | relação de amortecimento;                                     | $[\text{adm}]$          |
| $K_{go1}$   | relação de pressão manométrica com o rotor radial centrado;   | $[\text{adm}]$          |
| $K_{go2}$   | relação de pressão manométrica com o rotor axial centrado;    | $[\text{adm}]$          |
| $\bar{B}_j$ | fator de forma de fluxo para os mancais radiais;              | $[\text{adm}]$          |
| $p_1$       | pressão absoluta na entrada do rebaixo do mancal radial;      | $[\text{Pa}]$           |
| $p_2$       | pressão absoluta na entrada do rebaixo do mancal axial;       | $[\text{Pa}]$           |
| $p_a$       | pressão atmosférica absoluta.                                 | $[\text{Pa}]$           |





Legenda

$\bar{B}_t$  fator de forma do fluxo para os mancais axiais

$D_o$  diâmetro externo do mancal axial

$D_i$  diâmetro externo do rebaixo do mancal axial

Figura 147: Fator de forma de fluxo para um mancal circular axial simples.

Os fatores de forma do fluxo  $\bar{B}_j$  podem ser obtidos através da equação 43 ou por gráficos apropriados.

$$\bar{B}_j = \frac{\pi D}{6a} \quad (43)$$

Onde:

|             |                                                          |       |
|-------------|----------------------------------------------------------|-------|
| $\bar{B}_j$ | fator de forma de fluxo para os mancais radiais;         | [adm] |
| D           | diâmetro do eixo do mancal radial (figura 75);           | [m]   |
| a           | largura do mancal radial adjunta ao rebaixo (figura 75). | [m]   |

Os fatores de forma podem ser aplicados para mancais com entrada ranhurada ou plana. Com  $a/L=0,25$  e  $L/D=1$ ,  $\bar{B}_j=2,094$ , de forma que a combinação  $\beta_1=0,6$  e  $\beta_2=0,2$  para vazão hidrostática leva a  $\bar{Q}=0,4 \times 2,094=0,838$ .

A vazão hidrostática para relações de excentricidades radial e axial de 0,5 é dada na figura 136 para diversos valores de relação  $a/L$ . A vazão de ar livre aerostático é maior em comparação com a vazão hidrostática, conforme mostrado na figura 148, pelo fator  $(p_1 + p_2)/2p_a$ , sendo estas pressões absolutas.

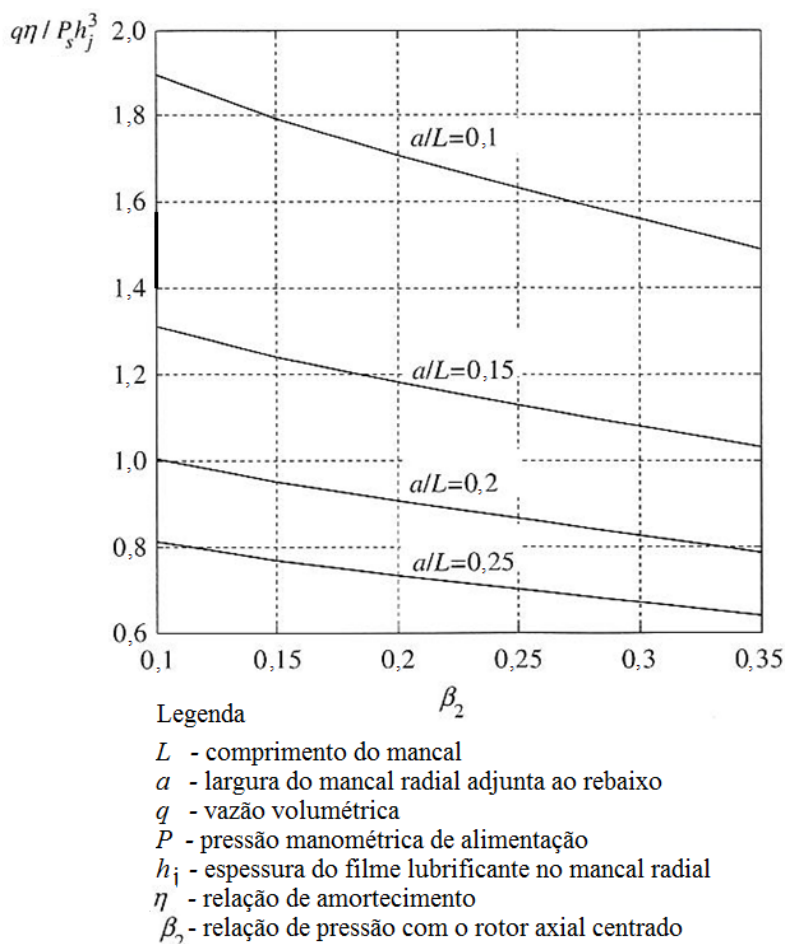


Figura 148: Vazão hidrostática para  $n = 4$ ,  $\theta = 30$  e  $\beta_1 = (1 + \beta_2)/2$ .

A vazão diminui com o aumento da relação de pressões dos mancais axiais, sendo que, a relação de pressões do mancal radial é definida de acordo com a recomendação de que  $\beta_1 = (1 + \beta_2)/2$ .

### Cargas radial e axial combinadas

As características de carga combinadas para um mancal Yates típico são mostradas na figura 149. Como pode ser visto neste gráfico,

existe uma redução na carga radial suportada com o aumento da carga axial e, similarmente, a carga axial suportada é reduzida com o aumento da carga radial.

A carga axial suportada nos mancais axiais é inicialmente dependente da relação de excentricidade axial,  $\epsilon_a$ , onde as relações de excentricidade são definidas, usualmente, como mostrado na figura 148. A máxima carga axial suportada por um mancal Yates é, de maneira geral, proporcional à carga suportada por mancais axiais convencionais na proporção apresentada na equação 44.

$$T_{Yates} \approx \beta_1 \cdot T_{convencional} \quad (44)$$

Onde:

|           |                                                              |       |
|-----------|--------------------------------------------------------------|-------|
| T         | máxima carga axial suportada (mancais yates e convencional); | [N]   |
| $\beta_1$ | relação de pressão com o rotor radial centrado.              | [adm] |

A carga radial suportada pelo mancal radial é inicialmente dependente da relação de excentricidade radial  $\epsilon_r$ . Já a máxima carga radial suportada por um mancal Yates é proporcional à carga suportada por um mancal radial, como apresentado na equação 45.

$$W_{Yates} \approx (1 - \beta_2) \cdot W_{convencional} \quad (45)$$

Onde:

|           |                                                               |       |
|-----------|---------------------------------------------------------------|-------|
| W         | máxima carga radial suportada (mancais yates e convencional); | [N]   |
| $\beta_2$ | relação de pressão com o rotor axial centrado.                | [adm] |

Essas regras simples permitem que dados para mancais convencionais, ranhurados ou planos, hidrostáticos ou aerostáticos, possam ser utilizados para mancais Yates. Os valores de robustez dos mancais Yates são, da mesma forma, reduzidos por fatores similares como indicados acima, para as cargas radiais e axiais.

Existe perda de carga suportada quando cargas combinadas radial e axial são aplicadas, como evidenciado na figura 149. Valores de  $\bar{T}$  e  $\bar{W}$  são dados para diferentes combinações da relação de excentricidade axial (equação 46) e a relação de excentricidade radial (equação 47).

$$\varepsilon_a = 1 - \frac{h_a}{h_{a0}} \quad (46)$$

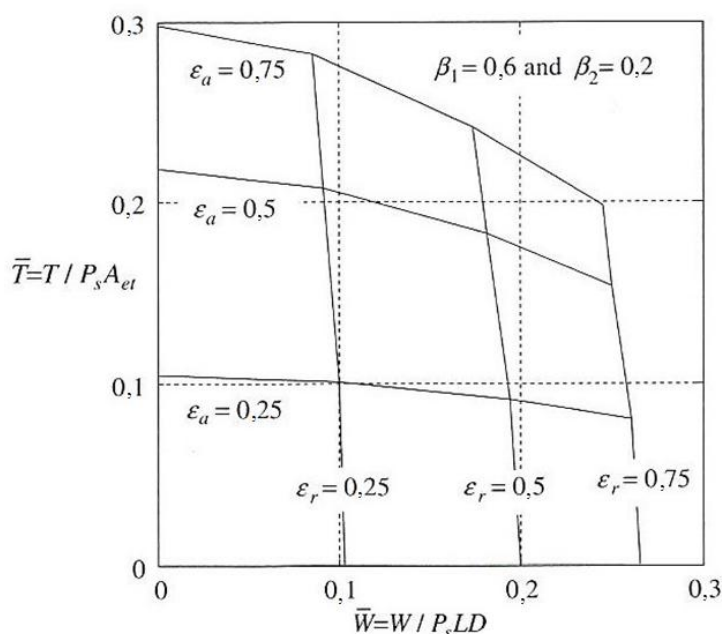
Onde:

|                 |                                                                 |       |
|-----------------|-----------------------------------------------------------------|-------|
| $\varepsilon_a$ | relação de excentricidade axial;                                | [adm] |
| $h_a$           | espessura do filme lubrificante no mancal axial<br>(figura 75); | [m]   |
| $h_{a0}$        | folga axial ou espessura de filme axial de projeto.             | [m]   |

$$\varepsilon_r = \frac{e}{h_{j0}} \quad (47)$$

Onde:

|                 |                                                       |       |
|-----------------|-------------------------------------------------------|-------|
| $\varepsilon_r$ | relação de excentricidade radial;                     | [adm] |
| $e$             | excentricidade do mancal radial;                      | [m]   |
| $h_{j0}$        | folga radial ou espessura de filme radial de projeto. | [m]   |



#### Legenda

$\bar{W}$  - variação de carga radial

$W$  - carga radial

$\bar{T}$  - variação de carga axial

$T$  - carga axial

$P_s$  - pressão de alimentação do mancal

$L$  - comprimento do mancal

$D$  - diâmetro do eixo do mancal

$A_{et}$  - área efetiva do mancal axial

$\epsilon$  - taxa de excentricidade (a) axial e (r) radial

$\beta_1$  - relação da pressão manométrica (radial)

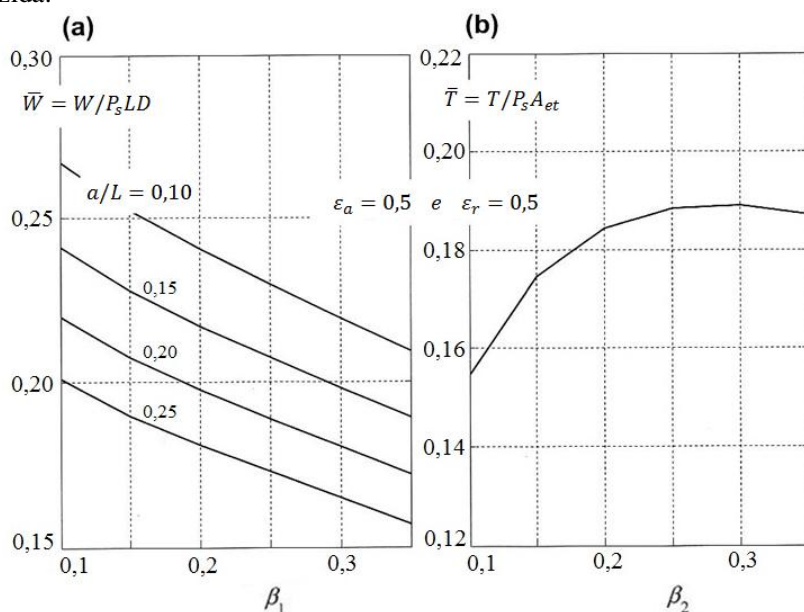
$\beta_2$  - relação da pressão manométrica (axial)

Figura 149: Carga suportada para combinações típicas de cargas axial e radial.

O seguinte procedimento de projeto é baseado em cargas radial e axial combinadas onde cada uma das duas relações de excentricidade é 0,5. O procedimento de projeto é relativamente conservador, mas, torna os resultados mais próximos dos valores reais do que se fossem utilizadas relações de 0,5 para os mancais radial e axial separadamente. Portanto, é prudente garantir que os valores de carga não sejam excedidos.

Os efeitos da rotação são benéficos para as cargas radiais e, em condições ótimas, resultam em aumento de, aproximadamente, 20% na carga radial suportada.

A figura 150 mostra cargas radial (a) e axial (b) combinadas, que podem ser aplicadas com relações de excentricidade de 0,5 em ambas as direções (radial e axial). O gráfico é baseado em um mancal radial com quatro rebaixos e 30° de distanciamento entre estes, o que corresponde a um comprimento físico  $b = D/6$ . Para um mancal radial com seis rebaixos, é recomendado 20° de distanciamento entre rebaixos, o que corresponde a um comprimento  $b = D/9$ . Para mancais com entradas ranhuradas, a separação entre ranhuras é gradativamente reduzida.



#### Legenda

- $\bar{W}$  - variação de carga radial
- $W$  - carga radial
- $\bar{T}$  - variação de carga axial
- $T$  - carga axial
- $P_s$  - pressão de alimentação do mancal
- $L$  - comprimento do mancal
- $D$  - diâmetro do eixo do mancal
- $A_{et}$  - área efetiva do mancal axial
- $\epsilon$  - taxa de excentricidade (a) axial e (r) radial
- $\beta_1$  - relação da pressão manométrica (radial)
- $\beta_2$  - relação da pressão manométrica (axial)

Figura 150: Mancal Yates: (a) carga radial suportada; (b) carga axial suportada para  $L/D=1$ .

A carga suportada em mancais hidrostáticos radiais é aumentada quando utilizados pequenos valores de  $a/L$  e uma baixa relação de pressão no mancal axial  $\beta_2$ . Para mancais aerostáticos radiais planos,  $a/L=0,25$  é um valor usualmente apropriado. A carga axial suportada aumenta quando  $\beta_2$  aumenta até 0,3 , aproximadamente, trabalhando dentro dos limites recomendados de relação de excentricidade. Na figura 138, assume-se que a relação de pressão concêntrica do mancal radial é tida como  $\beta_1 = (1 + \beta_2)/2$ .